

# **Erdgas als Kraftstoff für Kfz- Verbrennungsmotoren**

Der Fakultät Maschinenbau, Elektrotechnik und  
Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen  
Universität Cottbus zur Erlangung des akademischen Grades Doktor  
der Ingenieurwissenschaften habilitatus (Dr.-Ing. habil.) vorgelegte  
Habilitationsschrift

von

Dr.-Ing. Jörn Getzlaff

geboren am 22.12.1970 in Cottbus

Datum des Habilitationsantrages: 16.11.2005

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Berg  
Prof. Dr.-Ing. P. Steinberg  
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder

Datum des Fakultätsratsbeschlusses: 22.10.2014

**Jörn Getzlaff**

# **Erdgas als Kraftstoff für Kfz- Verbrennungsmotoren**

Althirschstein im Juli 2012



# Inhaltsverzeichnis

<b>0.</b>	<b>Vorwort</b>	<b>5</b>
<b>1.</b>	<b>Die Geschichte des Verbrennungsmotors – eine Geschichte des Gasmotors</b>	<b>10</b>
1.1	Gasmotoren im mobilen Einsatz	19
<b>2.</b>	<b>Gas als Alternative zu flüssigen Kraftstoffen für Kfz-Verbrennungsmotoren</b>	<b>40</b>
2.1	Prognose zur Entwicklung der Kraftstoffkosten für den Individualverkehr	46
2.2	Erdgas als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge	52
2.2.1	Tanksysteme für Erdgas	53
2.2.2	Gemischbildungssysteme für Erdgas	58
2.2.3	Motorsteuerung für den Erdgasbetrieb	64
2.2.4	Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotors im Erdgasbetrieb	70
2.3	Flüssiggas als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge	74
2.3.1	Tanksysteme für Flüssiggas	75
2.3.2	Gemischbildungssysteme für Flüssiggas	78
2.3.3	Motorsteuerung für den Flüssiggasbetrieb	83
2.3.4	Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotors im Flüssiggasbetrieb	86
2.4	Wasserstoff als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge	88
2.4.1	Tanksysteme für Wasserstoff	95
2.4.2	Gemischbildungssysteme für Wasserstoff	99
2.4.3	Motorsteuerung für den Wasserstoffbetrieb	105
2.4.4	Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotor für den Betrieb mit Wasserstoff	109
2.5	Übersicht Gasfahrzeugantriebe	112
2.6	Der Erdgasantrieb als Schlüsseltechnologie zum emissionsarmen Antrieb	117

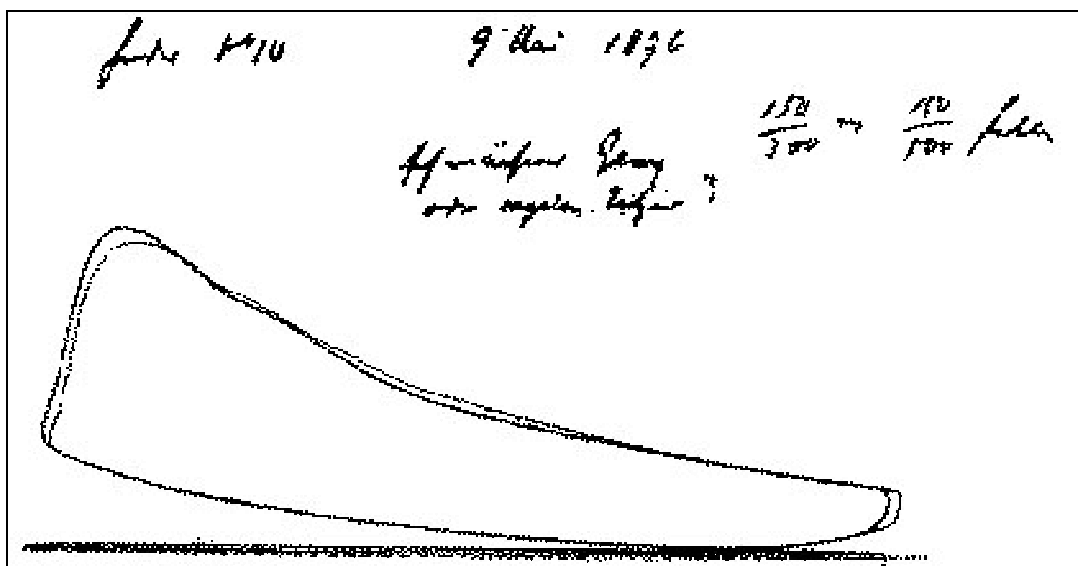
<b>3.</b>	<b>Stand der Technik von Erdgasmotoren im Kraftfahrzeug</b>	<b>119</b>
3.1	Gasförmige Kraftstoffe und deren Eigenschaften	119
3.1.1	Energiespeicherdichte in Abhängigkeit vom Speicherkonzept	123
3.1.2	Die Bestimmung der Methanzahl als Maß für die Klopfestigkeit	127
3.1.3	Gemischheizwert in Abhängigkeit von der Art der Gemischbildung	129
3.1.4	Unterschiede zwischen Erdgas und flüssigen Kraftstoffen für Ottomotoren	131
3.1.5	Zusammensetzung des verwendeten Erdgases	135
3.2	Motorkennwerte eines bivalenten Ottomotors im Benzin- und Erdgasbetrieb	137
3.2.1	Einfluss des Gemischheizwertes auf die Volllastergebnisse	138
3.2.2	Unterschiede zwischen Benzin- und Erdgasbetrieb bei Teillast	140
3.2.3	Abgasnachbehandlung bei Benzin-Erdgasmotoren	148
<b>4.</b>	<b>Möglichkeiten zur Steigerung des Wirkungsgrades bei der Verbrennung von Erdgas in Hubkolbenmotoren</b>	<b>154</b>
4.1	Gemischbildungskonzepte für Gas-, insbesondere Erdgasmotoren	159
4.2	Zündverfahren für Gas-, insbesondere Erdgasmotoren	162
4.3	Aufladung des bivalenten Hubkolbenverbrennungsmotors bei Betrieb mit Erdgas	168
4.4	Verbrennung von Erdgas im Motor mit überstöchiometrischen Luftverhältnissen	175
<b>5.</b>	<b>Brennverfahren für einen überstöchiometrisch betriebenen Pkw-Erdgas- motor</b>	<b>178</b>
5.1	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	180
5.2	Einfluss der Ladungsbewegung auf die Stabilität des Brennverfahrens mit Erdgas	185
5.2.1	Messung der Zylinderinnenströmung mittels Doppler Global Velocimetry	187
5.2.2	Einfluss der globalen Ladungsbewegung im Brennraum auf die Stabilität des Verbrennungsverfahrens	190

5.2.3	Einfluss der turbulenten Ladungsbewegung auf die Schwankungen des Mitteldrucks	196
5.3	Einfluss der Zündenergie auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische	201
5.3.1	Einfluss der Doppelzündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische	203
5.3.2	Einfluss der Wechsellspannungszündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische	206
5.3.4	Einfluss der Kammerkerzenzündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische	210
<b>6.</b>	<b>Einfluss einer getakteten Piloteinblasung von Erdgas in die Vorkammerzündkerze auf die Entflammung magerer Erdgas-Luftgemische im Brennraum</b>	<b>214</b>
6.1	Grundlagen und Schaffung der Voraussetzungen zur Einblasung von Erdgas in die Vorkammerkerze	214
6.2	Untersuchungen mit getakteter Piloteinblasung in die Kammerzündkerze	217
6.3	Optimierung der Gemischbildung in der Kammer mit Hilfe der 3-D-Simulation	222
6.4	Untersuchungen am Motor mit Gemischbildung in der Kammerkerze	228
6.5	Untersuchungen zum Aufbau eines Regelkreises für die Piloteinblasung in die Kammer	232
6.6	Optimierung des Erdgasbrennverfahrens mit Zündkammer und Pilotein- durch Simulation und optische Untersuchungen	235
6.6.1	Optimierung der Gemischbildung zur sicheren Zündung in der Kammer und Entflammung des Hauptbrennraums durch CFD-Simulation	238
6.6.2	Untersuchungen des Entflammungsprozesses mit Vorkammerkerze mit Hilfe optischer Verfahren	243
6.6.3	Simulation der Verbrennung in der Kammer und im Hauptbrennraum	247
6.6.4	Motoruntersuchungen zur Piloteinblasung mit optimierten Varianten der Vorkammerzündung	251

<b>7.</b>	<b>Erdgasbrennverfahren mit Wasserstoffanreicherung</b>	<b>255</b>
7.1	Erdgas-Wasserstoffgemische als Kraftstoff zum Betrieb von Kraftfahrzeugen	258
7.2	Erdgas-Wasserstoffbetrieb mit Onboard-Reformation von Wasserstoff	268
7.2.1	Grundlagen der Wasserstoffreformation aus fossilen Kraftstoffen	268
7.2.2	Erdgasverbrennung mit wasserstoffhaltigem Reformergas	274
<b>8.</b>	<b>Zusammenfassung / Ausblick</b>	<b>284</b>
<b>9.</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>291</b>
<b>10.</b>	<b>Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen</b>	<b>307</b>
<b>11.</b>	<b>Verzeichnis der Formelzeichen und Einheiten</b>	<b>319</b>
<b>12.</b>	<b>Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen</b>	<b>321</b>

## 0. Vorwort

Bei dem Viertaktmotor, der im Jahre 1876 von Nicolaus August Otto patentrechtlich geschützt wurde, handelte es sich um eine mit Gas betriebene Verbrennungskraftmaschine (**Bild 0.1**). Somit ist die heute übliche Bezeichnung von flüssigem Benzin als Ottokraftstoff in Bezug auf die historischen Ursprünge nicht richtig. Ottokraftstoffe sind vielmehr alle Brennstoffe, die in einem Gemischbildungsprozess so aufbereitet werden können, dass in einem Verbrennungsmotor zum Ende der Kompressionsphase eine Fremdzündung möglich ist. Dazu gehören bei flüssigen Kraftstoffen das bekannte Benzin, ein aus Rohöl gewonnenes Kohlenwasserstoffgemisch, aber auch biogene Kraftstoffe wie Methanol oder Äthanol. Auch eine Vielzahl von gasförmigen Brennstoffen, wie Erd- und Flüssiggas, althergebrachte Leuchtgase bis hin zum nahezu emissionsfrei verbrennenden Wasserstoff sind geeignet, um in einem Ottomotor in kinetische Energie umgesetzt zu werden. Somit ist die Geschichte der Verbrennungsmotoren seit jeher auch eine Geschichte der Gasmotoren, auch der erste nach dem von Rudolf Diesel erfundenen Selbstzündungsprinzip arbeitende Verbrennungsmotor war ein sogenannter Dieselmotor, bei dem die Entflammung des Gases nach dem Zündstrahlprinzip erfolgte.



**Bild 0.1** *p,V – Indikatordiagramm des ersten 4-Takt-Gasmotors von Nicolaus August Otto (aufgenommen am 09.05.1876)[1]*

Bei dem zum Betrieb der ersten Gasmotoren verwendeten Kraftstoff handelte es sich um synthetisches Gas, sogenanntes Leuchtgas (auch Stadtgas genannt), das in Kokereien gewonnen wurde. Hierbei wurde durch Pyrolyse von Steinkohle eine Mischung aus Wasserstoff, Methan,

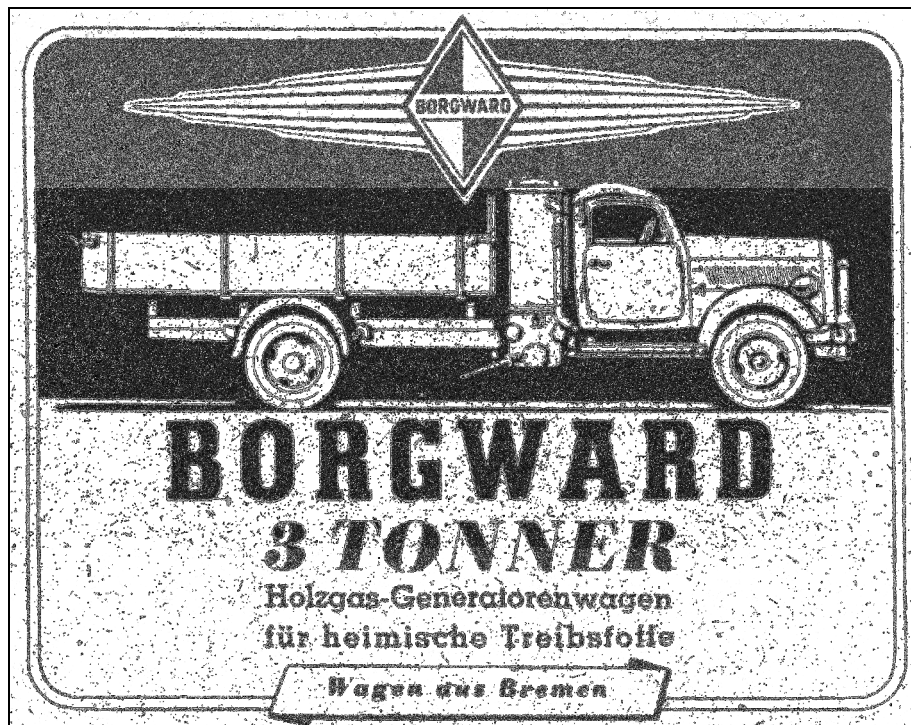
Stickstoff, Kohlenmonoxid, Kohlendioxid und höheren Kohlenwasserstoffen erzeugt. Erst um 1900 wurde die Eignung von Erdgas, das in der Regel bei der Erdölförderung ungenutzt zu Tage gefördert und vor Ort abgefackelt wurde, als Energieträger erkannt.

Im Lauf der nunmehr 130jährigen Geschichte des Viertaktmotor hat dieser, ob nun fremdgezündet als Ottomotor oder selbstzündender Dieselmotor eine umfangreiche Entwicklung hinter sich, die sich in der Steigerung von Leistungsdaten, ständig verbesserten Wirkungsgraden und nicht zuletzt auf dem Gebiet der Verringerung der Schadstoffemissionen widerspiegelt.

Diese Entwicklung ging einher mit den Fortschritten auf dem Gebiet der Transportmittel, wie dem Automobil, den Schienenfahrzeugen oder auch dem Flugzeug, wo Kolbenkraftmaschinen als Antrieb eingesetzt wurden. Der Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen trat hierbei jedoch zunehmend in den Hintergrund, da flüssige Kraftstoffe im mobilen Bereich aufgrund ihrer Eigenschaften im Vorteil waren. So sind der Transport, die Lagerung und die Betankung der Fahrzeuge mit flüssigen Kraftstoffen wesentlich unkomplizierter als mit gasförmigen Kraftstoffen. Ein großer Vorteil der flüssigen Kraftstoffe besteht aber auch in der höheren Energiespeicherdichte im Fahrzeug gegenüber Brenngasen, woraus sich ein Reichweitenvorteil ergibt.

Während des zweiten Weltkrieges entstand in Zeiten der eingeschränkten Verfügbarkeit von Rohöl eine Reihe von Fahrzeugen, die für den Betrieb mit Gasen unterschiedlichster Art ausgeführt wurden. Zum Einsatz kamen hier Klärgase, Stadtgas, und weit verbreitet war der Betrieb mit sogenanntem Generatorgas. Hierbei handelte es sich um ein Gas, dessen brennbare Bestandteile Kohlenmonoxid und Wasserstoff aber auch Methan sind. Da dieses Gas aber durch die Verkokung fester Brennstoffe am Bord der Fahrzeuge gewonnen wird, ist in dem Gas auch ein großer Anteil unbrennbarer Bestandteile, wie Kohlendioxid und dem aus der Luft stammenden Stickoxid enthalten, welcher über 50% des volumetrischen Gasanteiles ausmacht. Die Erzeugung des Gases erfolgt unmittelbar an Bord des Fahrzeuges und über entsprechende Versorgungsleitungen und Dosiereinrichtung wird es dem Verbrennungsmotor zugeführt.

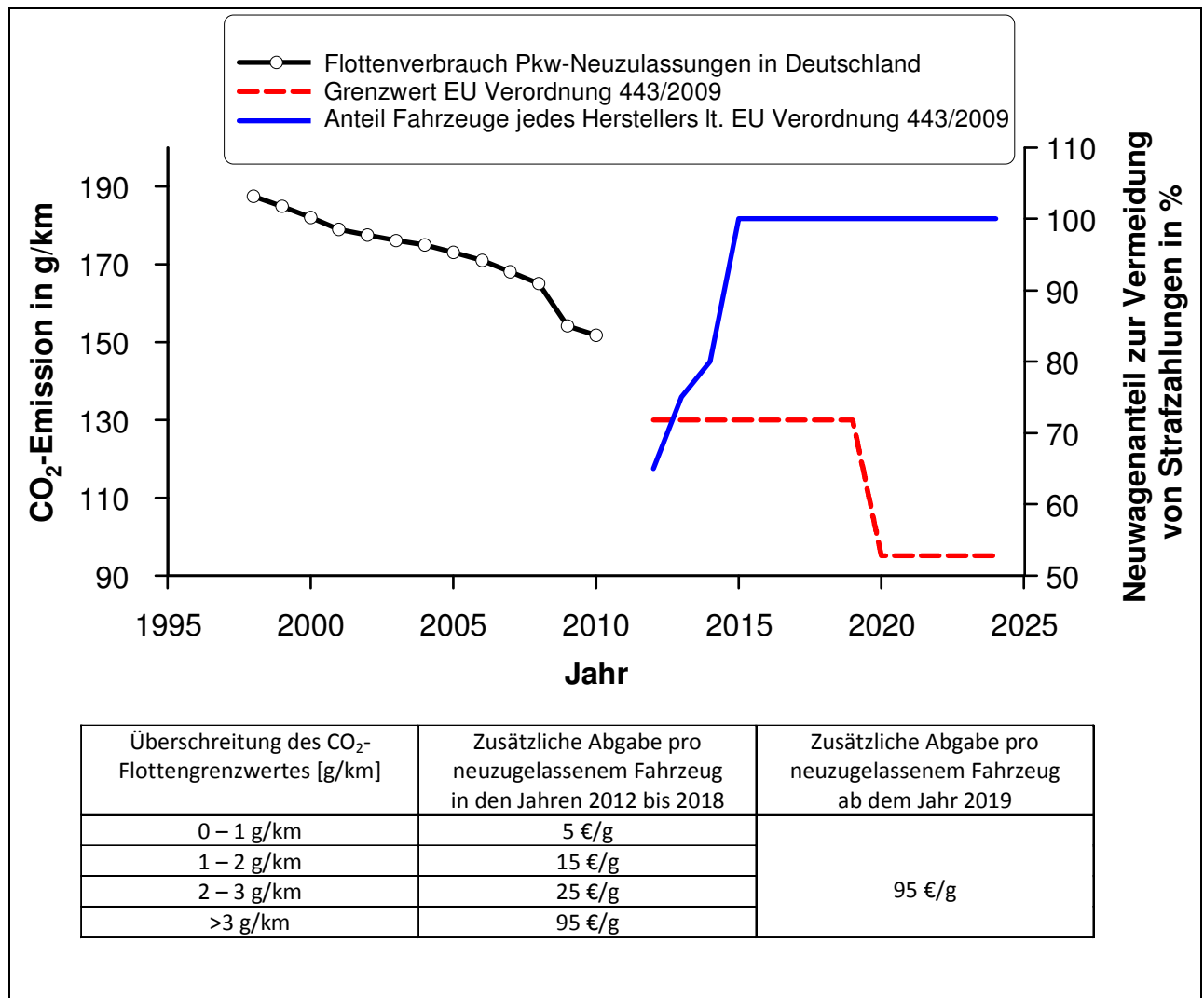
Im Jahr 1942 wurden annähernd dreißig verschiedene Typen von Lastkraftwagen (**Bild 0.2**) in Deutschland serienmäßig mit Generatorgasanlagen ausgerüstet, deren Motoren als Ottomotoren mit Fremdzündung bzw. als Dieselmotoren im Zündstrahlprinzip arbeiteten [2]. Die Nachteile der Holzgasanlagen, wie ein geringer Wirkungsgrad, der schwierige Transport der Festbrennstoffe, das notwendige Anfeuern der Holzgasanlage, das händische Feuern und die Entschlackung unterwegs, führten bei ausreichender Verfügbarkeit flüssiger Kraftstoffe schnell wieder zur Verwendung von Benzin und Diesel als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge.



**Bild 0.2** Lkw mit Holzgas-Generatoranlage, Werbung aus dem Jahr 1942 [2]

In der Mitte der siebziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts begann im Zuge der ersten Ölkrise eine zunehmende Rückbesinnung auf den Energieträger Gas für den Betrieb von Verbrennungsmotoren, die sich aber hauptsächlich auf den stationären Einsatz in Blockheizkraftwerken konzentrierte. Aber auch für den mobilen Bereich erfolgte zunehmend der Einsatz gasförmiger Kraftstoffe, wobei sich Flüssiggasgemische auf Propan- und Butanbasis aufgrund der im Vergleich zu Erdgas höheren Speicherdichte anboten und diese Produkte auch im Rahmen des Raffinerieprozesses für Diesel und Benzin anfielen.

In den neunziger Jahren des letzten Jahrhunderts erfolgte vermehrt die Verwendung von Erdgas als fossilen Energieträger im Lkw- und Pkw-Bereich, was auf unterschiedliche Ursachen zurückzuführen ist. Zum einen gilt Erdgas vor dem Hintergrund der sich verschärfenden Emissionsvorschriften als besonders umweltschonend, da die Rohemissionen (insbesondere an unvollständig verbrannten Kraftstoffbestandteilen wie die CO- und HC-Emissionen) zum Teil deutlich unterhalb von vergleichbaren fossilen Energieträgern liegen.



**Bild 0.3** CO<sub>2</sub>-Emissionen der Pkw in Deutschland im Kontext zu den Vorschriften der Europäischen Gemeinschaft, nach [3], [4], [5]

Erdgasgetriebene Fahrzeuge haben auch im Hinblick der seit 2009 geltenden Vorschriften zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen neuzugelassener Pkw einen deutlichen Vorteil. Da es absehbar wurde, dass die ACEA-Selbstverpflichtung der europäischen Automobilhersteller die CO<sub>2</sub>-Emissionen der neuzugelassenen Fahrzeuge bis zum Jahr 2012 auf einen Durchschnittswert von 120 g/km zu senken, nicht eingehalten werden konnte, erfolgte die im **Bild 0.3** dargestellte Vorschrift. Seitdem werden von Seiten der Automobilhersteller Anstrengungen unternommen, die heute bestehenden Pkw-Antriebe hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches zu optimieren, wobei der Einsatz von Erdgas auch unter dem quantifizierbaren Kostenaspekt der Strafabgaben, immer mehr an Bedeutung gewinnt.



Im Vergleich mit anderen alternativen Kraftstoffen, wie z.B. Bio-Ethanol ist hier ebenfalls als Vorteil anzusehen, dass die EU-Verordnung 443/2009 keine Einschränkungen hinsichtlich der Berücksichtigung von Erdgasfahrzeugen bei der Ermittlung des Flottendurchschnitts der Hersteller vorsieht. Eine Berücksichtigung sogenannter E-85 Fahrzeuge (Fahrzeuge, die mit 85% Äthanol betrieben werden können), ist erst möglich, wenn 30% der Tankstellen diesen Kraftstoff anbieten.

**Tabelle 1** zeigt die Vorteile verschiedener Brennverfahren für Benzinmotoren in Gegenüberstellung mit Verfahren für den Kraftstoff Erdgas aus der Sicht eines europäischen Automobilherstellers. Insbesondere im Bereich der Verbrauchsabsenkung, sowie auf dem Gebiet der Emissionen werden die Vorteile erdgasgetriebener Fahrzeuge deutlich.

**Tabelle 1** Bewertung verschiedener Technologiekonzepte im Vergleich für Benzin- und Erdgasfahrzeuge nach [6]

	<b>BENZIN</b>				<b>ERDGAS</b>	
Optimierungsziel	MPI mit ① (Basis)	MPI mit ① ② ③	DI mit ①	DI mit ① ② ③	CNG mit ②	CNG mit ① ② ③
Leistung	<b>O</b>	<b>(+)</b>	<b>+(+)</b>	<b>+</b>	<b>+</b>	<b>++</b>
Drehmoment	<b>O</b>	<b>(+)</b>	<b>(+)</b>	<b>++</b>	<b>+</b>	<b>++</b>
Verbrauch (spezifisch)	<b>O</b>	<b>-(-)</b>	<b>(+)</b>	<b>+(+)</b>	<b>+++</b>	<b>+++</b>
Verbrauch im NEFZ	<b>O</b>	<b>+</b>	<b>++</b>	<b>++</b>	<b>+++</b>	<b>+++(+)</b>
Emissionen (SULEV)	<b>O</b>	<b>--(-)</b>	<b>-(-)</b>	<b>--(-)</b>	<b>++</b>	<b>++</b>
Kosten	<b>O</b>	<b>-</b>	<b>--</b>	<b>---(-)</b>	<b>-</b>	<b>--(-)</b>

① Vollvariable Ventilsteuerung

② Aufladung

③ Downsizing in Abhängigkeit vom Fahrzeugtyp

Standardbewertung von +++ bis ---

( ) abhängig vom Fahrzeugtyp

Diese Vorteile von Erdgasfahrzeugen wurden auch von der Politik erkannt und führten zu einer steuerlichen Begünstigung von Erdgas als Kraftstoff, indem der Mineralölsteuersatz für gasförmige Kraftstoffe bis zum Jahr 2018 auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau festgeschrieben wurde, womit eine zunehmende Wirtschaftlichkeit und Akzeptanz derartiger Fahrzeuge einhergeht.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird auf grundlegende Unterschiede im Brennverfahren von Benzin- und Erdgasmotoren eingegangen. Außerdem werden verschiedene Maßnahmen dargestellt, die bei einer konsequenten Auslegung des Brennverfahrens auf den Kraftstoff Erdgas zu deutlichen Wirkungsgradvorteilen führen und somit den Nachteil der geringen Speicherdichte von Erdgas (Reichweite von Erdgasfahrzeugen) verringert.

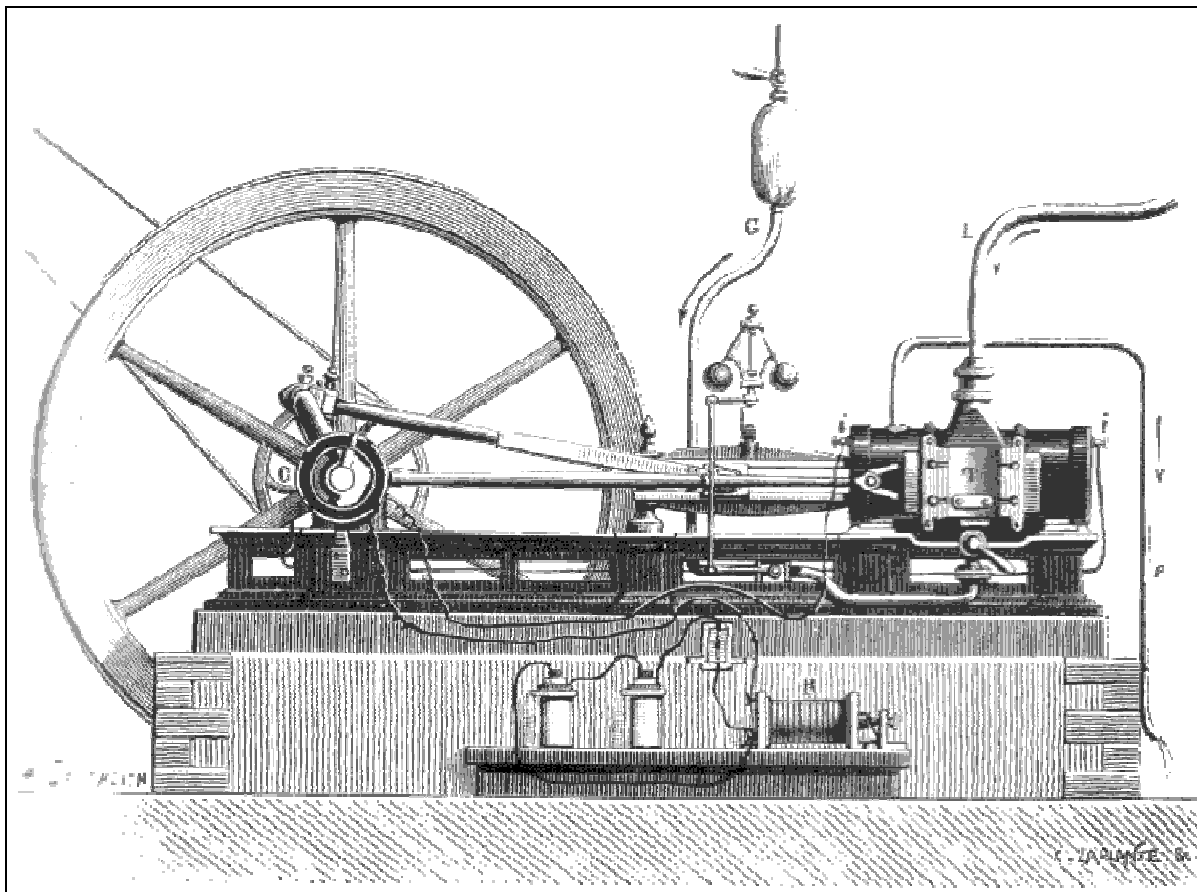
Die vorliegende Arbeit soll dem interessierten Ingenieur und Studenten des Maschinenbaus einen Überblick über die Nutzung gasförmiger Kraftstoffe für den Antrieb von Kraftfahrzeugen geben. Auf die Grundlagen der Thermodynamik und der motorischen Verbrennung wird dort näher eingegangen, wo es für das Verständnis der Zusammenhänge unabdingbar ist. Hier sei auch auf die einschlägige Literatur verwiesen. Ziel ist es zu zeigen, inwiefern sich die Brennverfahren für einen kleinvolumigen Pkw-Motor von den Großgasmotoren hinsichtlich des Nutzungsprofils unterscheiden und welche Wege zur Wirkungsgradsteigerung möglich sind. In den Kapiteln 5 bis 7 wird auf die Besonderheiten der Verbrennung von Erdgas in Pkw-Motoren näher eingegangen, wobei es sich hier um das Ergebnis mehrjähriger Untersuchungen im Rahmen von Projekten der IAV GmbH handelt. Für die Möglichkeit, diese Forschungsvorhaben zu leiten, sowie die Sicherstellung der Finanzierung, aber auch für den fachlichen Diskurs, danke ich dem Leiter der Vorentwicklungsabteilung „Alternative Antriebe“, Herrn Dipl.-Ing. Oliver Dingel, sowie dem ehemaligen Leiter des Fachbereiches „Konzepte“, Herrn Dipl.-Ing. Jörn Kahrstedt.

## 1. Die Geschichte des Verbrennungsmotors – eine Geschichte des Gasmotors

Wie bereits erwähnt, handelt es sich bei der Geschichte des Verbrennungsmotors, zumindest in den Anfangszeiten, bis zum Jahr 1900 um eine Geschichte eines Gasmotors.

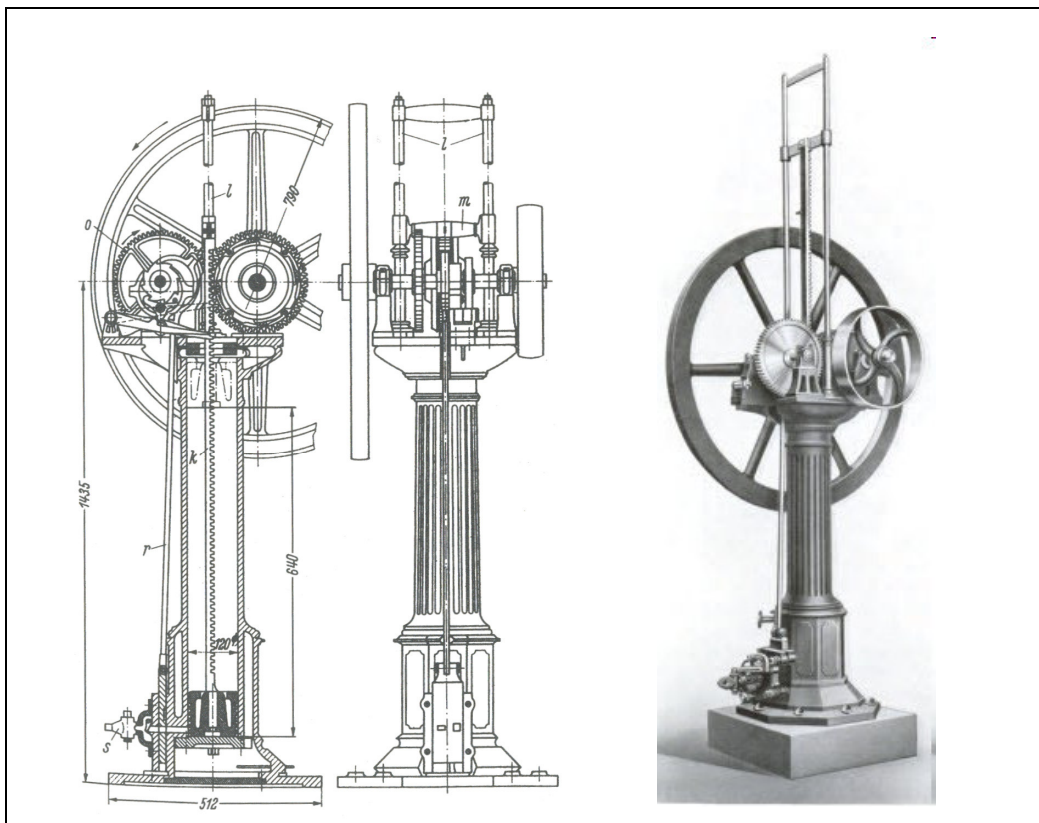
Im Gegensatz zur Dampfmaschine ist das Merkmal eines Verbrennungsmotors die Wärme-freisetzung durch die chemische Oxidation des Brennstoffes innerhalb des Arbeitsraumes. Dieses Prinzip wurde bereits zu frühen Entwicklungszeiten zur Verrichtung von Arbeit genutzt, wobei die ersten Maschinen eher Kanonen glichen, nur das anstelle eines Geschosses ein Kolben verwendet wurde, der über Seilzüge oder Ketten zur Arbeitsverrichtung herangezogen wurde. Zu nennen sind hier die Pulvermaschine von C. Huygens aus dem Jahr 1671 oder die in einem mobilen Gefährt eingesetzte wasserstoffbetriebene Maschine von Francois Isaac de Rivaz aus dem Jahre 1807.

Mit Jean Joseph Etienne Lenoir ist es 1860 erstmalig gelungen, den Kurbeltrieb einer Dampfmaschine in Kreuzkopfbauweise mit der Verbrennung innerhalb des Arbeitsraumes zu kombinieren (**Bild 1.1**).



**Bild 1.1** Lenoir-Gasmotor aus dem Jahre 1861 [7]

Bei dem Lenoir-Motor handelt es sich um den ersten selbstansaugenden Verbrennungsmotor, der mit Leuchtgas betrieben wurde. Bei Leucht- oder auch Stadtgas handelt es sich um ein Gemisch aus Kohlenmonoxid (ca. 14 Vol%), Wasserstoff (ca. 50 Vol%) und Methan (ca. 23 Vol%) sowie Spuren von Sauerstoff, Kohlendioxid und Stickstoff. Beim Motor von Lenoir wurde Leuchtgas und Luft wechselseitig bis zur Hubmitte angesaugt, wobei der Kolben doppeltwirkend genutzt wurde. Gezündet wurde die Ladung im Brennraum über Zündkerzen mittels einer elektrischen Zündung nach dem Ruhmkorffschen Funkeninduktor [8]. Hierbei handelt es sich um einen Vorläufer der heute bekannten Spulenzündung, wobei damals schon in einen Primär- und Sekundärkreis unterschieden wurde. Hauptunterschied war die Steuerung des Magnetfeldes über einen Ankerstrom, im Gegensatz zur späteren Kontaktsteuerung. Diese kontinuierliche Zündanlage wurde aufgrund des bei der Arbeit entstehenden Tones auch Summerzündung genannt.



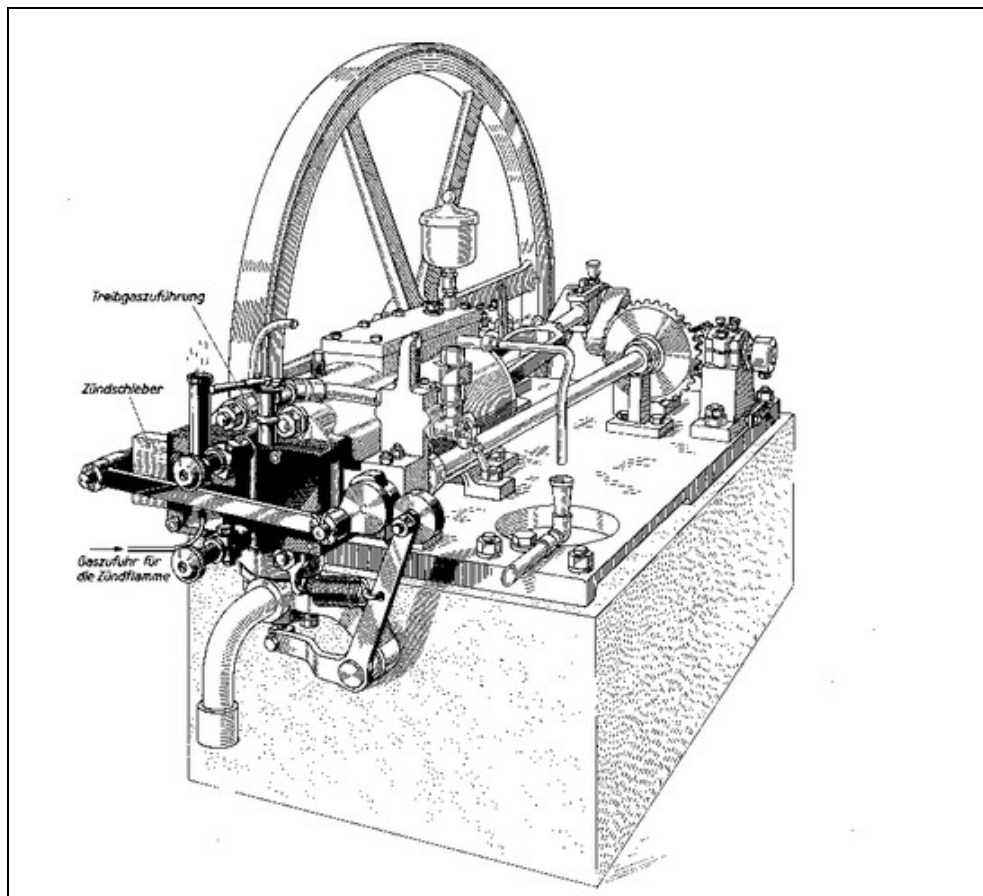
**Bild 1.2**    *Atmosphärische Gaskraftmaschine von Otto/Langen von 1867, nach [9]*

Nicolaus August Otto baute seinen ersten Gasmotor im Jahr 1867 und gründete zusammen mit Eugen Langen die erste Verbrennungsmotorenfabrik der Welt in Köln-Deutz. Dieser Gasmotor zeichnete sich bereits durch das von Otto erfundene Viertakt-Prinzip aus, wobei aber zum damaligen Zeitpunkt noch auf eine Verdichtung im Brennraum aus Haltbarkeitsgründen

verzichtet wurde. Auch hatte diese „atmosphärische Gaskraftmaschine“ (**Bild 1.2**) noch keinen Kurbeltrieb, wie man ihn heute kennt. Die Kraft wurde über ein System von Zahnstange und Freilauf auf die Arbeitswelle übertragen.

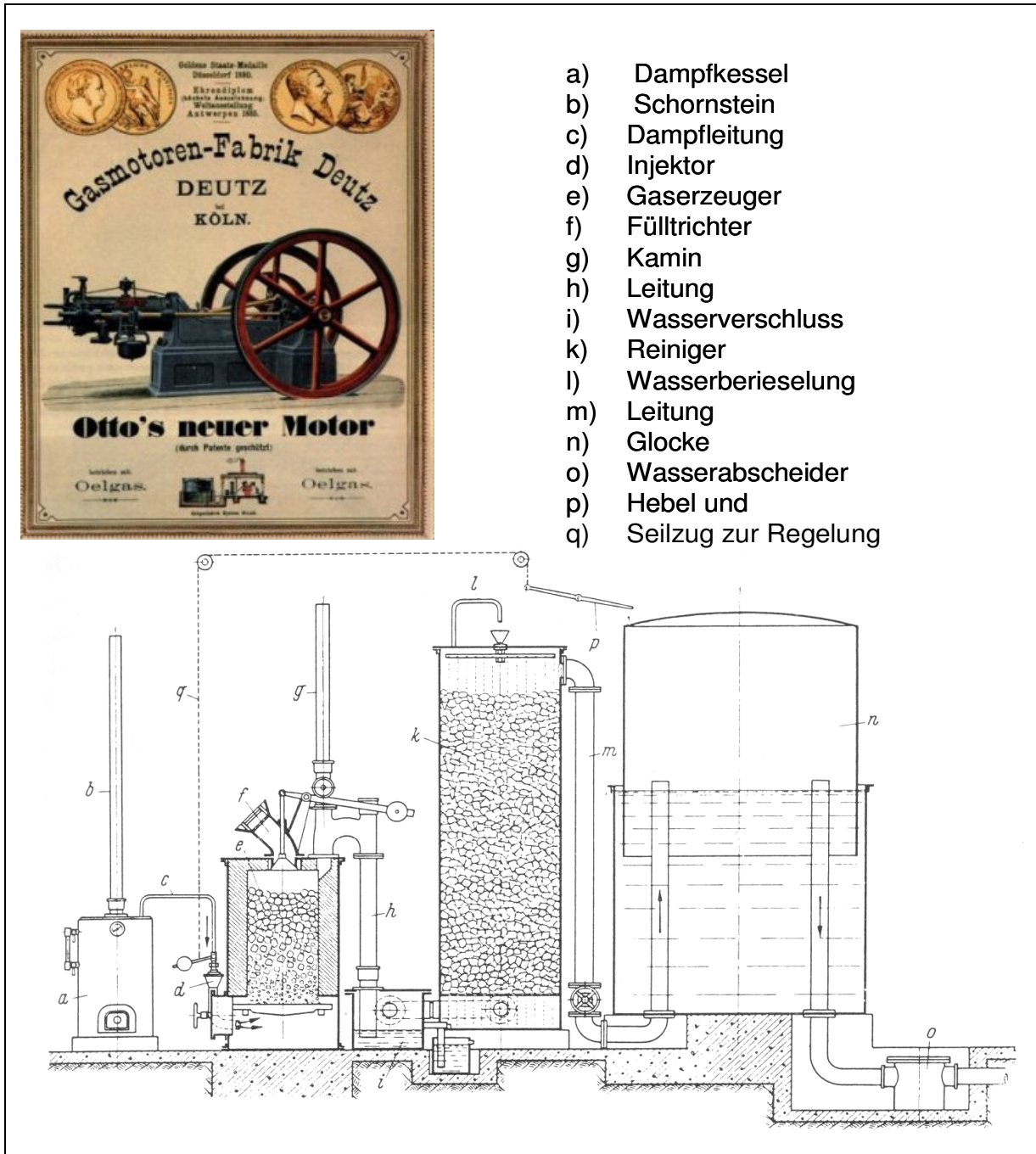
Offenbar war die für heutige Verhältnisse bescheidene Leistung von 10 Ps (entspricht 7,4 kW) und der noch bescheidenere Wirkungsgrad von etwa 3% so gut, dass in Verbindung mit einem deutlichen Preisvorteil gegenüber den etablierten Dampfmaschinen, von diesem Gasmotor bereits mehr als 6000 Motoren gebaut wurden. Zu diesem Erfolg trug sicher auch die schnelle Inbetriebnahme der neuen Arbeitsmaschine bei. Aufwändiges Anfeuern und Vorheizen, wie es bei Dampfmaschinen notwendig war, entfiel bei diesem Motor. Darüber hinaus erfolgte in den Städten ein zügiger Ausbau des Leuchtgasnetzes, was die Verbreitung des Motors begünstigte.

Im Jahr 1876 war es dann soweit, dass Otto sein Viertakt-Prinzip so weiterentwickelt hatte, dass der erste Motor mit Verdichtung im Brennraum gebaut werden konnte. Dieser Motor (**Bild 1.3**), hatte eine Leistung von 2,22 kW und einen Wirkungsgrad von 12% und verfügte über sämtliche Merkmale heutiger Viertaktmotoren, wie Ventil- und Kurbeltrieb. Bis zum Jahr 1900 wurden von diesem Motor ca. 19.000 Einheiten gebaut.



**Bild 1.3** Viertakt-Gasmotor aus dem Jahr 1876 von Otto/Maybach mit Gaszuführung und Zündeinrichtung [8]

Problematisch war, dass alle diese Motoren auf eine Gasversorgung angewiesen waren, wobei hier auf das für Beleuchtungszwecke vorhandene Netz in den Städten zurückgegriffen wurde. Unter heutigen Gesichtspunkten hinsichtlich der Anforderungen an Wirkungsgrad und Emissionen undenkbar, hatte dieses Gas aber eine zu hohe Qualität bezogen auf Reinheit und Heizwert [10].

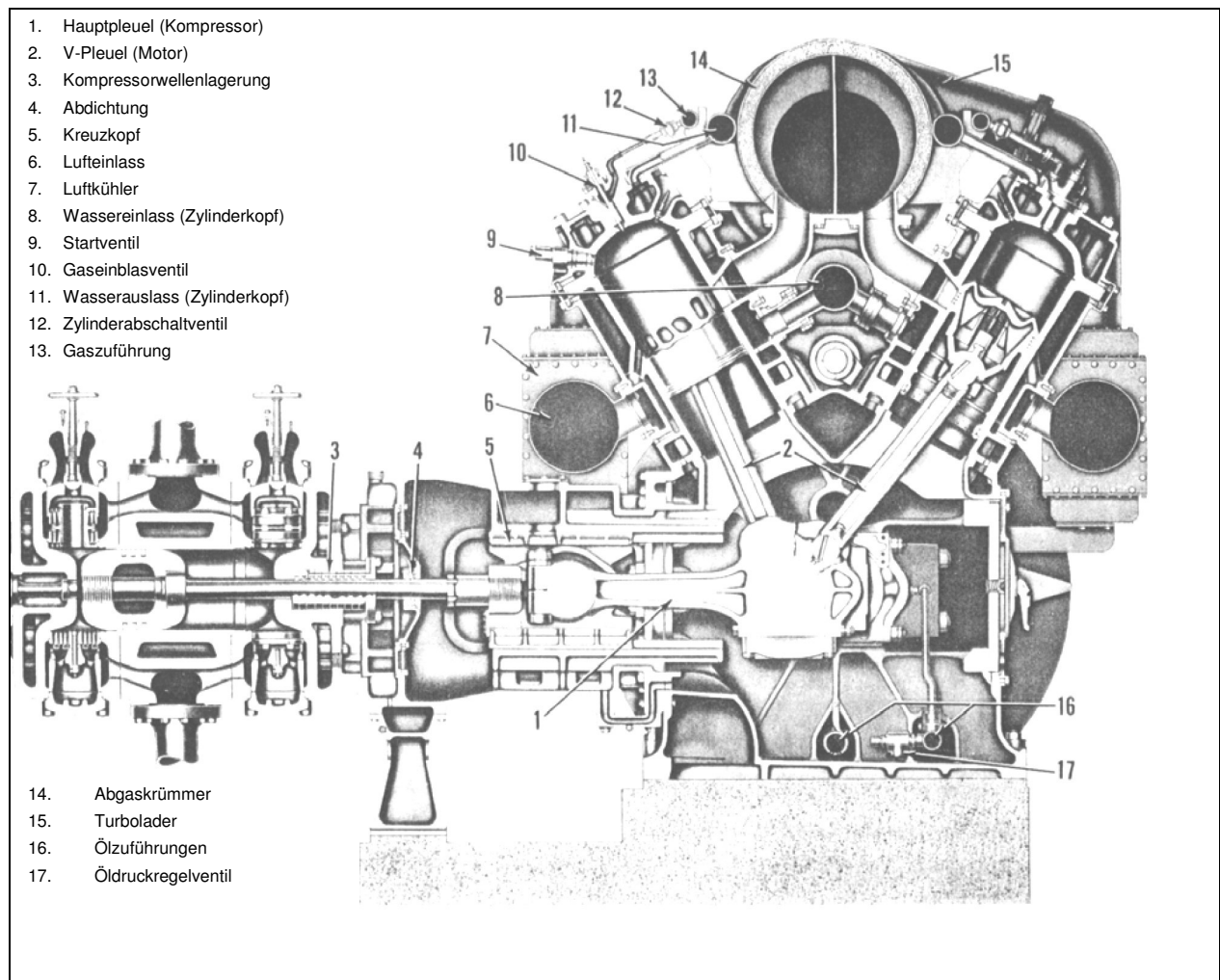


**Bild 1.4** Stationäre Gaserzeugeranlage von Deutz-Lizenz Dowson um 1887 mit Werbeplakat der Deutzer Gasmotorenfabrik um 1890 für den Ölgaserzeuger nach [10], [11]

Eine mindere, für den Betrieb des Verbrennungsmotors ausreichende Qualität bereitzustellen, oder gar einen geringeren Preis für den Motorbetrieb zu verlangen, war nicht im Sinne der Gasversorger. Aus diesem Grund wurde von Seiten der Motorenhersteller damit begonnen, selbst Gaserzeugungsanlagen zu bauen, um auch Motoren im ländlichen Raum, wo kein Gasnetz vorhanden war, anbieten zu können. Nachdem eigene Versuche aufgrund mangelnder Zuverlässigkeit scheiterten, lieferte Deutz 1887 die erste Gaserzeugeranlage (**Bild 1.4**) an die Schokoladenfabrik Suchard in Neuchatel [10]. Hierbei handelte es sich um eine Vergasungsanlage auf Basis der Brennstoffe Anthrazit und Koks für die der englische Ingenieur E. Dowson ein entsprechendes Patent besaß.

Das Verfahren der Vergasung fossiler Brennstoffe für den Betrieb der Gasmotoren wurde im Laufe der neunziger Jahre des 19. Jahrhunderts bei der Deutzer Gasmotorenfabrik verfeinert, sodass, wie aus dem Werbeplakat erkennbar, auch flüssige Kohlenwasserstoffe vergast werden konnten und für den Motorbetrieb genutzt wurden. Mit Beginn des 20. Jahrhunderts setzte infolge der Industrialisierung eine Wende in der Energieversorgung ein. Erfolgte bis dahin ein Antrieb der Arbeitsmaschinen zunächst mit Dampfmaschinen und später mit den Gasmotoren von Lenoir und Otto, so stand nun immer mehr die „saubere“ elektrische Energie zur Verfügung. Diese wurde zum einen für Beleuchtungszwecke eingesetzt, konnte aber auch problemlos zum Antrieb von Maschinen und Anlagen genutzt werden. Dies führte dazu, dass der Hubkolbenmotor mit Gas als Kraftstoff durch den Elektromotor zum Antrieb von Verarbeitungsmaschinen verdrängt wurde. Zum anderen kamen im mobilen aber auch im stationären Bereich für die Verbrennung im Motor immer mehr flüssige Kraftstoffe wie Benzin und Diesel zum Einsatz.

In den USA wurde Erdgas als neuer Kraftstoff entdeckt, der bei der Erschließung der Ölfelder anfiel und dessen Energie man zu Heizzwecken sehr gut nutzen konnte. Man begann schon in der ersten Hälfte des zwanzigsten Jahrhunderts mit dem Aufbau eines Erdgaspipelinesnetzes und brauchte für den Transport des Gases über weite Strecken entsprechende Kompressorstationen. Was lag näher, als das Gas aus der Pipeline zum Antrieb eines Hubkolbenmotors zu nutzen, der wiederum über eine direkte Verbindung einen Kompressor antrieb. Diese sogenannten Integral-Kompressormotoren wurden im Zwei- und Viertaktverfahren ausgeführt [12], [13] und sind bis heute nahezu unverändert im Einsatz. Zurzeit sind mehr als 4000 Integral-Kompressormotoren mit einem Durchschnittsalter von fast fünfzig Jahren im Erdgasnetz der USA im Betrieb, der überwiegende Anteil sind Zweitaktmaschinen (**Bild 1.5**).

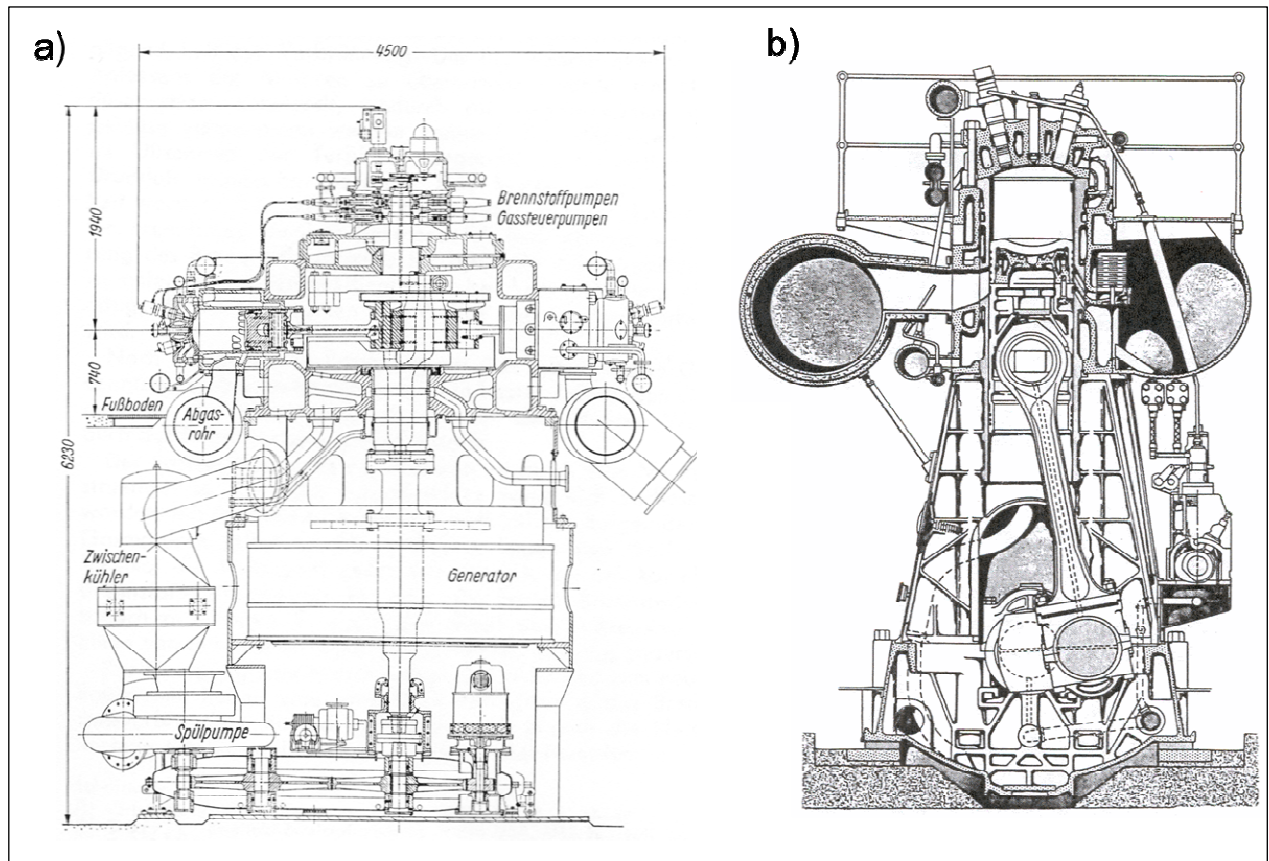


**Bild 1.5** Schnitt durch einen Cooper-Bessemer-Integral-Kompressormotor um 1950 [12]

Aber auch auf dem Gebiet der dezentralen Versorgung mit Elektroenergie war der gasbetriebene Hubkolbenmotor nie vollständig durch Gasturbinen vor dem Generator verdrängt worden. Auch hier war Amerika Vorreiter, aufgrund des bereits angesprochenen früh ausgebauten Erdgasnetzes, wodurch eine Reihe interessanter Motorkonstruktionen entstanden sind. Die sogenannten Zweistoffmotoren arbeiteten mit Erdgas, konnten aber auch als „normale“ Ottomotoren mit flüssigem Benzin als Kraftstoff betrieben werden [14].

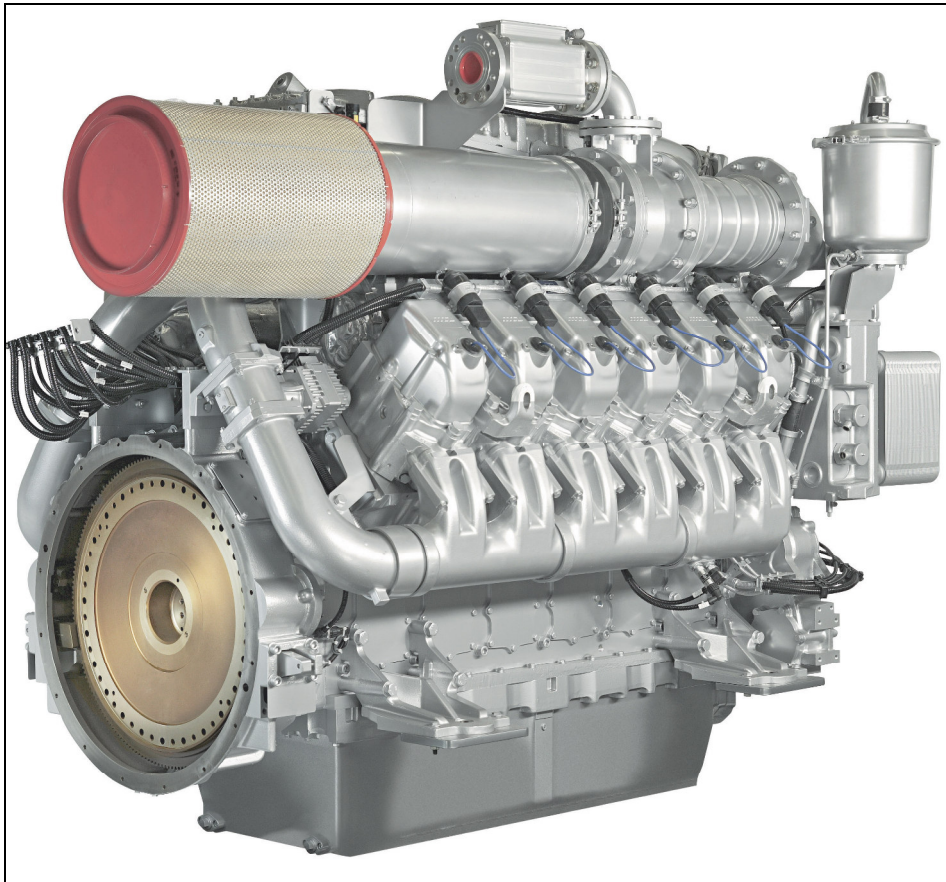
Eine der interessantesten Konstruktionen ist hierbei sicher der Nordberg Sternmotor aus dem Jahre 1947 mit bis zu 12 liegenden Zylindern und max. 2125 Ps bei 400 U/min [15]. Die bekanntesten Nordberg-Gasmotorkonstruktionen sind im **Bild 1.6** dargestellt.





**Bild 1.6** Schnitt durch a) Nordberg Zweistoff-Sternmotor b) Nordberg DUAFUEL TSGL-21 [14], [15]

Auch in Deutschland wurden Hubkolbengasmotoren zur dezentralen Energieerzeugung bereits in der ersten Hälfte des zwanzigsten Jahrhundert genutzt und eingesetzt [16], [17]. Hierbei gewannen Biogase einen immer stärkeren Anteil und entstanden „Blockheizkraftwerke“ in den Kläranlagen [18], [19]. Das methanhaltige Faulgas wurde im Zweistoffmotor verbrannt und durch die Motorkraft erfolgt der Antrieb von Pumpen sowie die Erzeugung elektrischer Energie. Darüber hinaus wurde „die Abwärme des Motorkühlwassers sowie die Wärme in den Abgasen zur Aufheizung des Faulschlammes verwendet“ [18]. Man kann also hier mit Fug und Recht von den ersten Biogasblockheizkraftwerken sprechen, die in den sechziger Jahren des letzten Jahrhunderts entstanden sind.

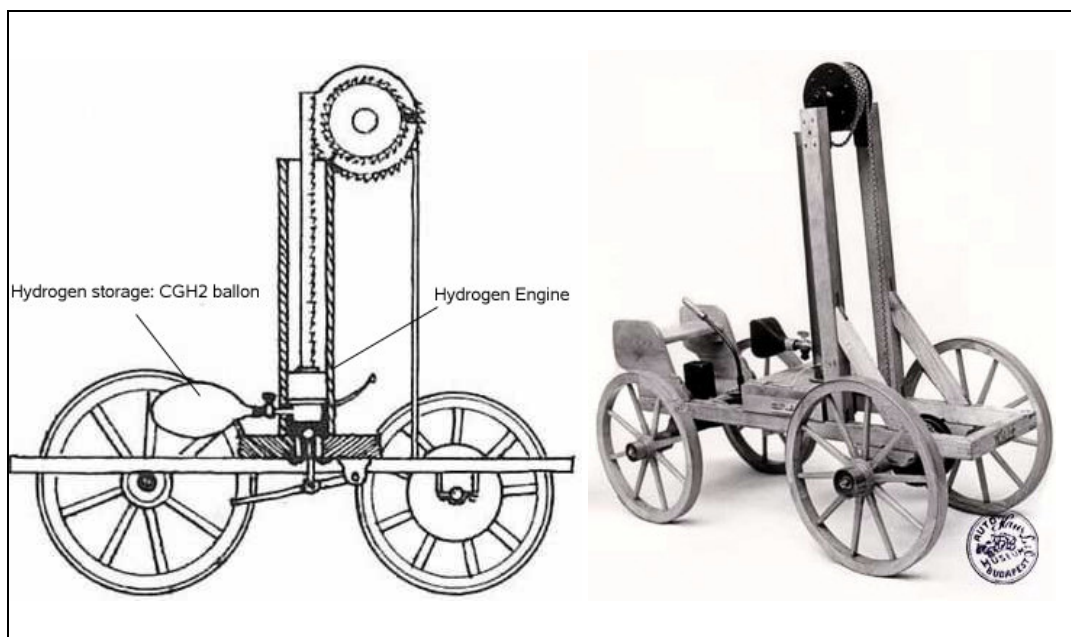


**Bild 1.7**    *Moderner Gasmotor Baureihe 4000 aus dem Jahr 2008 (Quelle: MTU)*

Die dezentrale Energiegewinnung mittels gasbetriebener Blockheizkraftwerke nimmt heute aufgrund der hohen Gesamtwirkungsgrade solcher Systeme von bis zu 90 % einen immer größeren Raum ein. Dies ist insbesondere unter dem Aspekt steigender Energiekosten bei immer knapper werdenden Ressourcen notwendig, um die Energieversorgung auch dauerhaft sicherzustellen. Moderne Gasmotoren (**Bild 1.7**), die auch mit Biogas betrieben werden können, sind in diesem Bereich nicht wegzudenken. Vereinzelt gibt es auch schon Anwendungen, bei denen das während der Verbrennung entstehende Kohlendioxid „erwünscht“ ist. So wird bei der Beheizung von Gewächshäusern das Pflanzenwachstum gefördert, indem das Kohlendioxid der Gasmotoren in das Gewächshaus geleitet wird. Die Verwendung von Gasmotoren im stationären Einsatz wird natürlich auch dadurch begünstigt, dass die Energiespeicherdichte des Gases aufgrund der in der Regel vorhandenen Pipelineversorgung keine Rolle spielt, wie dies im Kraftfahrzeug der Fall ist.

## 1.1 Gasmotoren im mobilen Einsatz

Waren die ersten sogenannten Verbrennungsmotoren mit Gas betrieben, so waren die ersten Fahrzeuge, die nicht durch Dampfmaschinen angetrieben wurden, ebenfalls gasbetriebene Fahrzeuge. Ein Pionier auf diesem Gebiet, weit vor dem ersten heute üblichen Automobil war der Franzose Issac de Rivaz, der im Jahre 1807 nach langem Streit mit der französischen Patentbehörde ein Patent für sein Kraftfahrzeug (**Bild 1.8**) erhielt. Rivazs Konstruktion enthielt einige Schwachstellen, insbesondere die Übertragung der Kräfte des Kolbens auf die Räder war nicht dauerhaft funktionstüchtig. Ihn selber aber kümmerten diese Einwände wenig. „Ich habe ein neues Prinzip erfunden..., die konstruktive Ausführung sei Sache der Mechaniker“[20]. Neben seiner atmosphärischen Maschine, die den Wagen antreiben sollte, hat Rivaz aber auch dargelegt, dass er das notwendige Kraftgas durch Destillation von Holz oder Steinkohle erzeugen möchte und hat die dafür notwendigen Apparate entworfen und patentieren lassen.

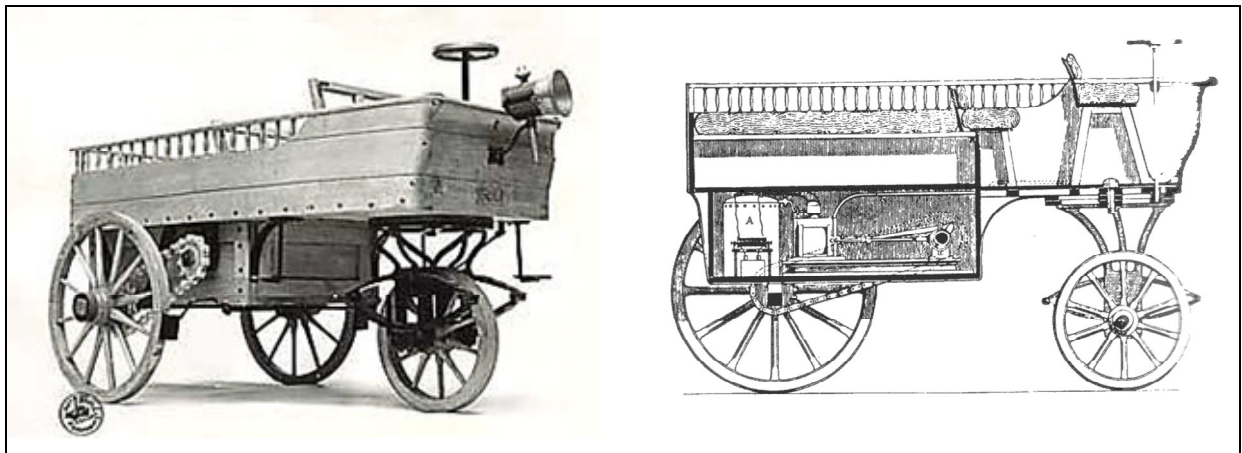


**Bild 1.8** Erstes Gasfahrzeug von Rivaz, links Skizze aus der Patentschrift, rechts Nachbau des Prototypen von 1817, nach [20]

Trotz der Unzulänglichkeiten der Konstruktion ist es Rivaz gelungen einen Prototypen zu bauen, der im Jahre 1817 in Vevey am Genfer See einen Wagen mit 700 kg Last angetrieben haben soll. Mit Hilfe einer Gasflamme wurde hier die Zündung eingeleitet und der Wagen soll nach ein oder zwei Explosionen einen Weg von zwanzig Metern zurückgelegt haben. Nach dieser kurzen Fahrt kam es zur Zerstörung der Kraftübertragung [20].

Die Konstruktion Rivazs war also noch weit davon entfernt, ein Automobil zu sein, also ein Fahrzeug, das sich ständig von selbst in Bewegung setzen konnte. Vielmehr war es nur durch viel Aufwand möglich ein paar wenige Meter zurückzulegen, aber die Merkmale heutiger Gasfahrzeuge, wie Verbrennungsmotor und Gastank sind bereits an der Konstruktion aus dem Anfang des neunzehnten Jahrhunderts erkennbar und man muss Rivaz als frühen Pionier des Verbrennungsmotors erwähnen.

Es dauerte bis Anfang der sechziger Jahre des 19. Jahrhunderts bis Lenoir seiner atmosphärischen Gasmaschine zum Durchbruch verhelfen konnte. Durchbruch bedeutete, dass dieser nach dem Zweitaktprinzip ohne Verdichtung arbeitende Motor – im Gegensatz zu Rivaz mit Kurbelwelle und Funkenzündung - mehr als 400-mal verkauft wurde und mit einer Vielzahl von Gasen betrieben werden konnte. Lenoir baute diesen Motor in sein „Hippomobile“, welches im Jahr 1863 bei einer neun Kilometer langen Testfahrt in der Nähe von Paris eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 3 km/h erreichte. Dabei wurde das Fahrzeug (**Bild 1.9**) mit Wasserstoff als Brenngas betrieben, das durch Elektrolyse extern erzeugt wurde.

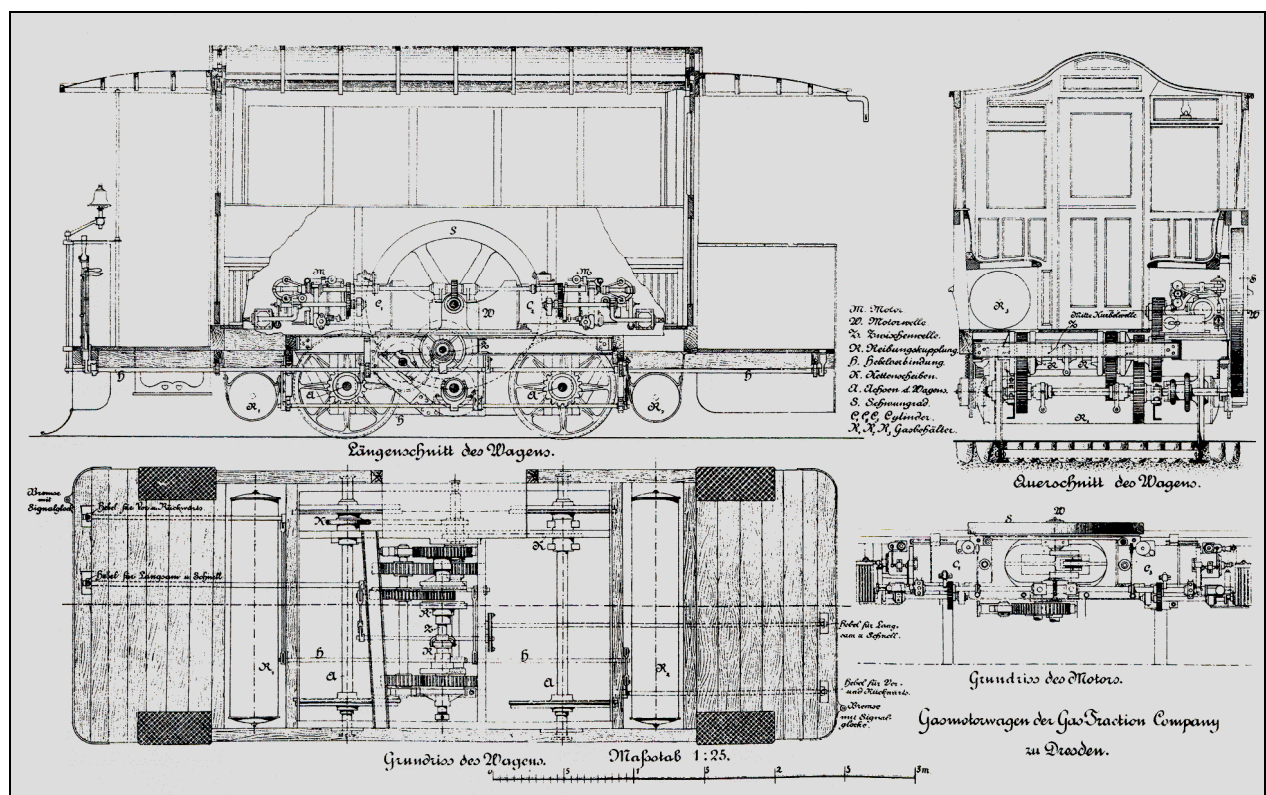


**Bild 1.9** Hippomobile von Lenoir, links Nachbau des Prototypen von 1863, rechts Schnitt-Darstellung

Der erstmalige Einsatz von Benzin als Kraftstoff mit der Erfindung des „Vergasers“ durch Siegfried Marcus (1831-1898) im Jahre 1864 schien das Ende von Gasfahrzeugen zu besiegeln, noch ehe das heutige Automobil mit Verbrennungsmotor überhaupt erfunden war. Somit konnten erstmalig flüssige Kraftstoffe für die Verbrennung so aufbereitet werden, dass ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch entstand, das durch Fremdzündung zur Verbrennung im Motor gebracht werden konnte. Diese bis heute dominierenden flüssigen Kraftstoffe auf Rohölbasis besitzen im Vergleich zu Brenngasen den wesentlichen Vorteil der hohen



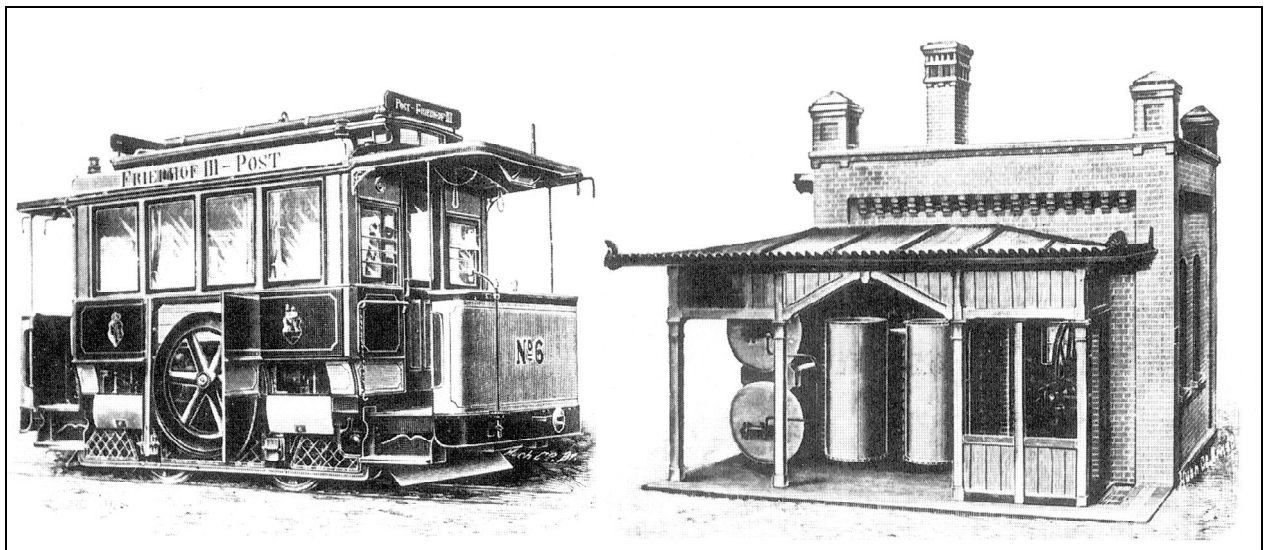
Energiespeicherdichte bei atmosphärischen Bedingungen. Benzin war leicht zu transportieren, konnte drucklos in einfachen Tanks gespeichert werden und so wundert es nicht, dass die ersten Automobile von Gottlieb Daimler und Carl Benz in den Jahren 1886/87 durch einen Benzinmotor angetrieben wurden, während im stationären Bereich die Gasmotoren dominierten. Seit diesem Zeitpunkt ist zu beobachten, dass im mobilen Bereich Gasfahrzeugantriebe nur anzutreffen sind, wenn eine entsprechende Infrastruktur vorhanden ist, oder sonstige Gründe, wie z.B. die Knappheit von Rohölprodukten, Kostenaspekte oder Umweltgründe für den Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen im Automobil sprechen.



**Bild 1.10** Konstruktion eines Dresdner Gasmotorwagens, Baujahr 1893 [21]

Man darf aber nicht vergessen, dass zum Ende des 19. Jahrhunderts noch keine Infrastruktur für flüssige Kraftstoffe vorhanden war. Vielmehr wurde der Kraftstoff zum Antrieb der ersten Automobile noch vom örtlichen Apotheker oder Drogisten bezogen. Demzufolge gab es auch Versuche die ersten Fahrzeuge mit dem vorhandenen Leuchtgas mit den bekannten Motoren aus dem stationären Bereich anzutreiben. Zu erwähnen sind hier die in den 1890iger Jahren entstandenen Gas-Straßenbahnen in Dresden, London und vor allem in Dessau, wo die erste komplett mit Gas angetriebene Straßenbahn zwischen 1894 und 1898 auf einem Streckennetz von 6,2 km verkehrte. Betrieben wurden die Gasbahnen in Dessau, Dresden und London mit

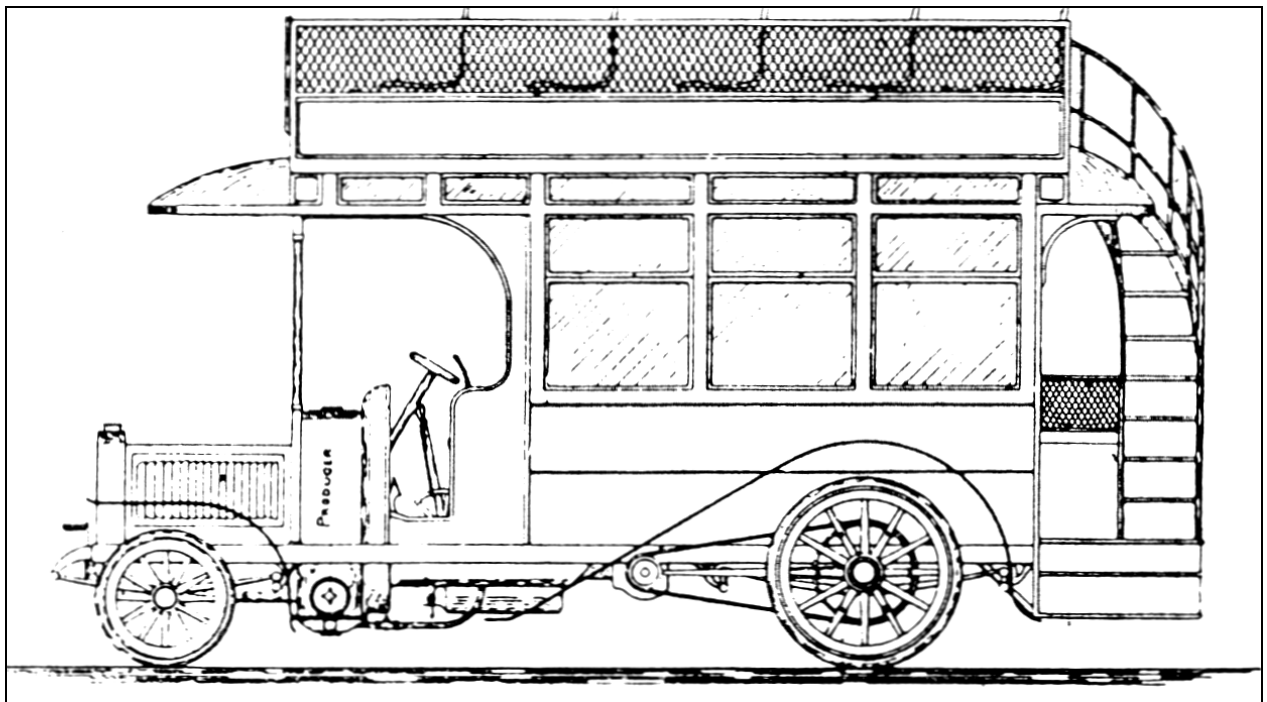
Wagen der Gas Traction Company zu London und Dresden, die in Dresden gefertigt wurden (**Bild 1.10**). In Dresden fuhren die Wagen vom Albertplatz nach Trachenberge zum „Wilden Mann“, wobei die Geschwindigkeit durch polizeiliche Verordnung auf 10 km/h gedrosselt war. Auch bei den Gasbahnen trat das Problem der Speicherung des Gases für den mobilen Betrieb auf, was eines der Schlüsselprobleme für Gasfahrzeuge bis heute ist. Erstmals wurde das Gas für den Transport im Fahrzeug komprimiert, um so die Reichweite für die Gasbahnen zu erhöhen und natürlich ausreichend Platz für die Passagiere zu schaffen. Die Behälter, bei denen es sich um eine Schweißkonstruktion aus Stahlblech handelte, wurden mit sechs bis sieben Atmosphären gefüllt und mit einem Druck von 20 Atmosphären zuvor auf Dichtheit geprüft [21]. Interessanterweise wurden die Behälter bereits damals in Unterflurbauweise unter den Sitzen der Passagiere angebracht, eine Bauweise die bei modernen Gas-Pkw heute wieder zu finden ist. Die notwendige Druckerhöhungsstation, zu sehen im **Bild 1.11**, war auf dem Gelände der Gasanstalt in Dessau untergebracht, auch eine Parallele zu den ersten Erdgastankstellen für Pkws ca. 100 Jahre später, die sich ebenfalls meist auf Betriebshöfen der Gasversorgungsunternehmen befanden.



**Bild 1.11** Dessauer Gasmotorwagen mit geöffneter Schwungradtür und Gas-Komprimierstation [21]

Dort wo kein Gasnetz vorhanden war, ging man denselben Weg wie bei der Verbreitung der Gasmotoren im stationären Betrieb. Man erzeugte das für den Betrieb der Gasmotoren notwendige Gas direkt, das heißt durch Vergasung fossiler Brennstoffe in entsprechenden Gasgeneratoren. So boten die Gasmotorenfabrik Deutz und die Thornycroft & Co. Ltd. in Basington schon ab 1904/05 verhältnismäßig leichte Gaserzeugeranlagen für Boots- und

Schiffsmotoren an [10]. Das erste Kraftfahrzeug mit einem Gasgenerator wurde aber von den beiden Ingenieuren David Dunwoodie und James George Jackson gebaut, die zwei unterschiedliche Gasgeneratoren im Jahr 1906 konstruierten und versuchsweise in eine Star-Voiturette und in einen Omnibus (**Bild 1.12**) einbauten. Als Treibstoff für den Gasgenerator diente Anthrazit und die „sauber durchkonstruierte Anlage“ hätte nach Meinung der damaligen Journalisten zu einer Sensation unter den Motorwagenherstellern führen können [17].



**Bild 1.12** Erstes Kraftfahrzeug mit Gasmotor und Anthrazit-Gasgenerator (im Bild nicht zu sehen) von 1906 [10]

Zunächst brachte aber, trotz zahlreicher Verbesserung an den Gasgeneratoranlagen, der sogenannte Sauggasbetrieb keinen Durchbruch für Gasfahrzeuge. So waren am 1. Januar 1938 erst ca. 1600 Sauggasfahrzeuge in Deutschland im Betrieb [23], was sich erst im Zuge des Weltkrieges und der Verknappung flüssiger Rohstoffe änderte. Die meisten Gasfahrzeuge vor dem Krieg waren Fahrzeuge, die mit Flüssiggas betrieben wurden, das, ähnlich wie heute „Autogas“ als Markenname existiert, unter der Bezeichnung „Leunagas“ verkauft wurde. Diese Bezeichnung stammt von der größten damaligen deutschen Raffinerie, da ja Flüssiggas letztlich ein Produkt ist, das bei der Herstellung von Benzin und Diesel anfällt.

Bei Flüssiggas handelt es sich um ein Propan/Butan-Gemisch, was zum einen schwerer als Luft ist und in den unter einem Druck von wenigen Bar stehenden Fahrzeugtanks in flüssiger Form

transportiert werden kann. Der Übergang von der flüssigen zur gasförmigen Phase ist, wie bei allen Gasen druck- und temperaturabhängig.

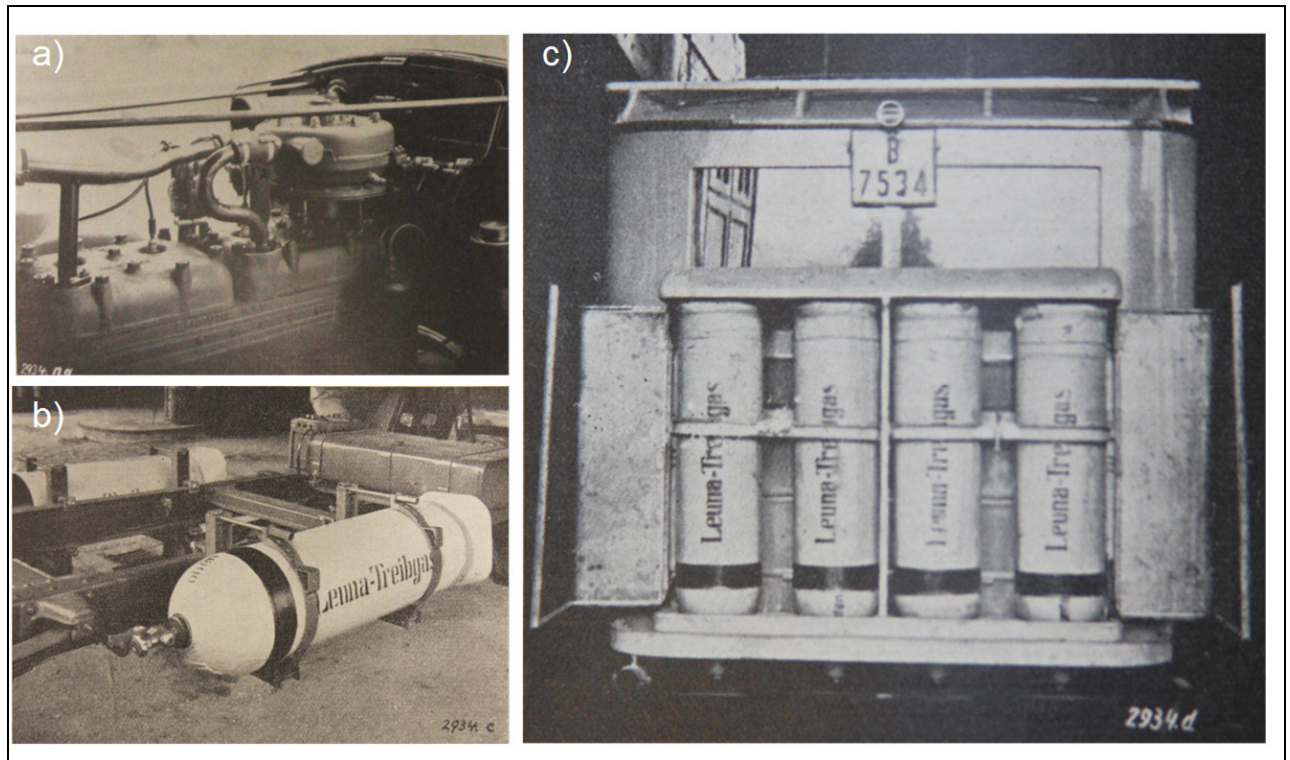
Bei den Begriffen Stadt-, Leucht-, Kokerei- oder Generatorgas handelt es sich im Grunde immer um dasselbe Gasgemisch. Dieses besteht aus dem brennbaren, aber giftigen Kohlenmonoxid, einem Anteil Wasserstoff, einem Methananteil sowie Kohlendioxid und Stickstoff. Gewonnen wird dieses Gas über eine partielle Oxidation aus festen Brennstoffen, wobei sich je nach Ausgangsbrennstoff und Güte der Gaserzeugung die Zusammensetzung des Gasproduktes ändert.

Zum 1. Januar 1938 waren in Deutschland etwa 12 000 „Speichergasfahrzeuge“ zugelassen, wobei es sich um Fahrzeuge mit Flüssiggasantrieb handelte. Diese relativ große Anzahl war zum einen auf die hervorragenden Kraftstoffeigenschaften, wie hohe Klopfestigkeit, gutes Ansprungsverhalten, keine Ölverdünnung usw. zurückzuführen. Den erhöhten Motorverschleiß an den Ventilsitzen merkte der Halter meist erst nach längerem Gebrauch. Zum anderen wurde auch schon damals der Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen steuerlich gefördert. Man benötigte zwar eine Genehmigung für die Verwendung von Flüssiggas, die mit dem Anstieg der einheimischen Benzinproduktion, bereitwillig erteilt wurde. Zum anderen sparte man durch den preiswerteren und zum Teil sparsameren Gasbetrieb deutlich. Insbesondere die Tatsache, dass die Kfz-Steuer sich auf die Hälfte des normalen Satzes bei Flüssiggasbetrieb verringerte und bei älteren Fahrzeugen der Steuersatz nur noch 26% des normalen Satzes betrug [23], führte zu einer zunehmenden Verbreitung der Technologie noch vor dem 2. Weltkrieg.

Damals wie heute sind es also in erster Linie wirtschaftliche Gründe, die zum Einsatz gasförmiger Kraftstoffe zum Antrieb von Kraftfahrzeugen führen. Die Kosten der Gasanlage, bestehend aus Treibgastanks, Leitungen, Verdampfer und Gasdosierventil wurden damals mit etwa 500 RM veranschlagt. Hierbei handelt es sich für damalige Verhältnisse um eine recht hohe Summe, kostete ein Mittelklasse-Automobil, wie ein Wanderer W24 etwa 4500 RM. Somit kam eine Umrüstung auf Flüssiggas in erster Linie bei kommerzieller Nutzung des Fahrzeuges und der damit verbundenen hohen Fahrleistungen in Frage.

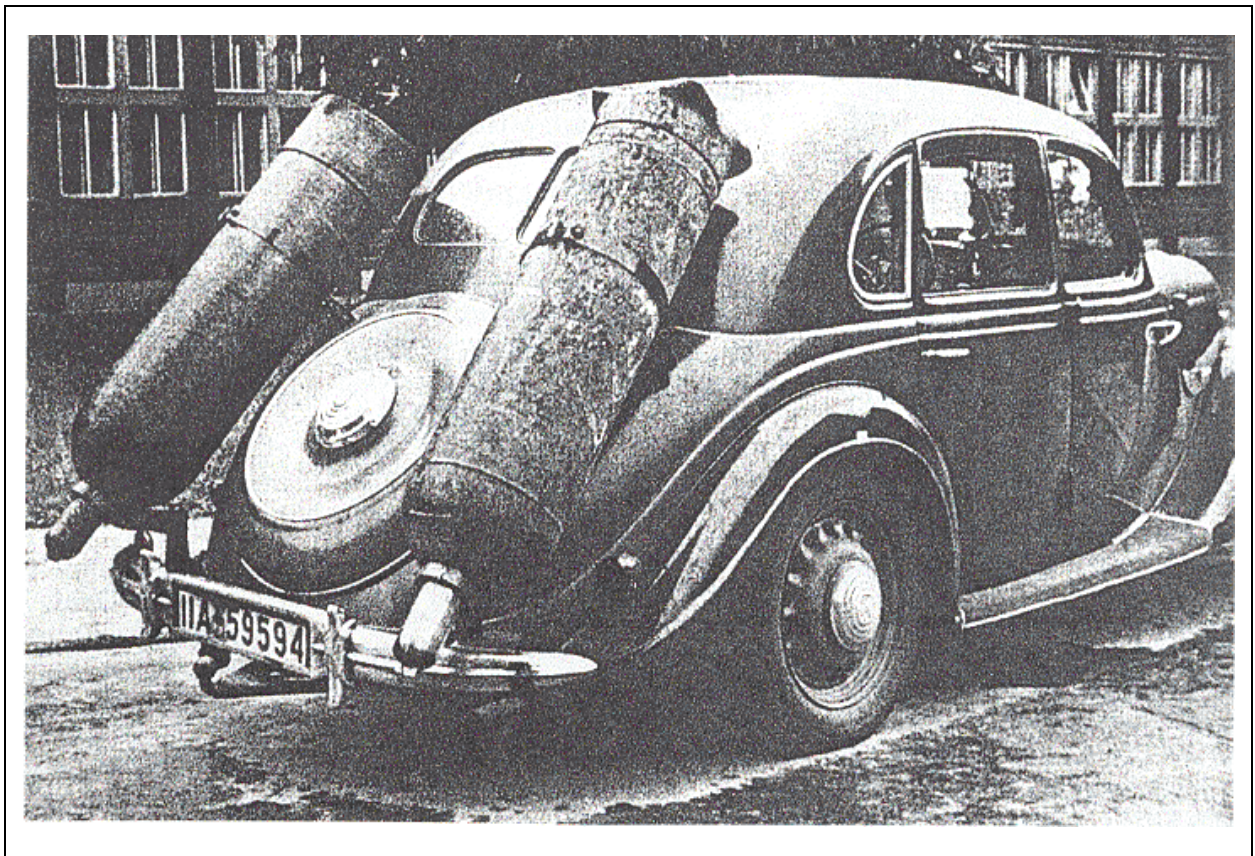
Schon damals stellte die Unterbringung der Gastanks besondere Anforderungen an das Package eines Gasfahrzeuges. Führt die Gastanks im Lkw und im Omnibus meist nur zu geringfügigen Einschränkungen (**Bild 1.13**), so war es bei den Pkws der dreißiger und 40iger Jahre des letzten Jahrhunderts kaum möglich Gastanks mit ausreichender Reichweite für das Fahrzeug unterzubringen.





**Bild 1.13** Flüssiggasbetrieb von Kfz im Jahr 1938 a) Motor mit Verdampfer und Gasdosier-  
ventil b) Druckgasbehälter am Lkw c) Druckgasbehälter im Omnibus [23]

Die Fahrzeuge, insbesondere die Pullman-Limousinen wiesen zwar teilweise recht große und geräumige Innenräume auf. Ein Kofferraum war aber oft gar nicht, oder nur mit bescheidenen Ausmaßen vorhanden. Größeres Gepäck wurde auf speziellen Kofferträgern, oder mit von den Fahrzeugherstellern und Karossiers gelieferten Koffersystem im äußeren Bereich des Fahrzeugs transportiert. Somit war also auch kein Platz im Kofferraum vorhanden, den man für Gastanks opfern konnte. **Bild 1.14** zeigt eine „Packagestudie“ aus dem Jahre 1943 zur Unterbringung von Gastanks an einem BMW 326. Trotzdem sind infolge der Knappheit an flüssigen Brennstoffen viele Pkws mit derartigen Tanksystemen im Laufe des Krieges ausgestattet worden. Nicht unerwähnt bleiben darf in diesem Zusammenhang, dass die Betankung der Druckbehälter mit Flüssiggas nicht wie heute üblich, am Fahrzeug erfolgte. Vielmehr wurden die leeren Gasflaschen gegen gefüllte Behälter getauscht, woraus sich neben der Unterbringung im Fahrzeug noch das Problem der unmittelbaren Zugänglichkeit stellte.



**Bild 1.14** „Packagestudie“ zur Unterbringung von Gastanks an einem BMW 326 aus dem Jahr 1943 [24]

Im Laufe des zweiten Weltkrieges verschärfte sich die Situation hinsichtlich der Versorgung der Wirtschaft und Bevölkerung mit flüssigen Kraftstoffen drastisch. Sämtliche Rohölreserven wurden für die Kriegsführung benötigt und man war darauf angewiesen Alternativen zu entwickeln. Eine Alternative war es einheimische Kohle zu vergasen und über die Fischer-Tropsch-Synthese flüssige Kraftstoffe, in erster Linie für das Militär, zu erzeugen. Zu diesem Zwecke entstanden an einigen Stellen so z.B. im brandenburgischen Schwarzheide, in der Nähe großer Braunkohlevorkommen, Synthesewerke (welches heute noch von der BASF als Chemiestandort betrieben wird). Die Erzeugung von Benzin aus Kohle ist aber ein sehr teurer und aufwändiger Prozess, der heute nur noch selten (Südafrika) genutzt wird. So werden je nach Qualität der Kohle und des Vergasungsverfahrens bis zu 30 Tonnen Kohle benötigt, um eine Tonne Benzin herzustellen [25].

Aus diesem Grund griff man die Idee der Vergasung fester Brennstoffe direkt im Kraftfahrzeug wieder auf und betrieb während und nach dem zweiten Weltkrieg eine Reihe von Fahrzeugen mit Gasgeneratoren, wie im **Bild 1.15** am Beispiel eines Lkws gezeigt.



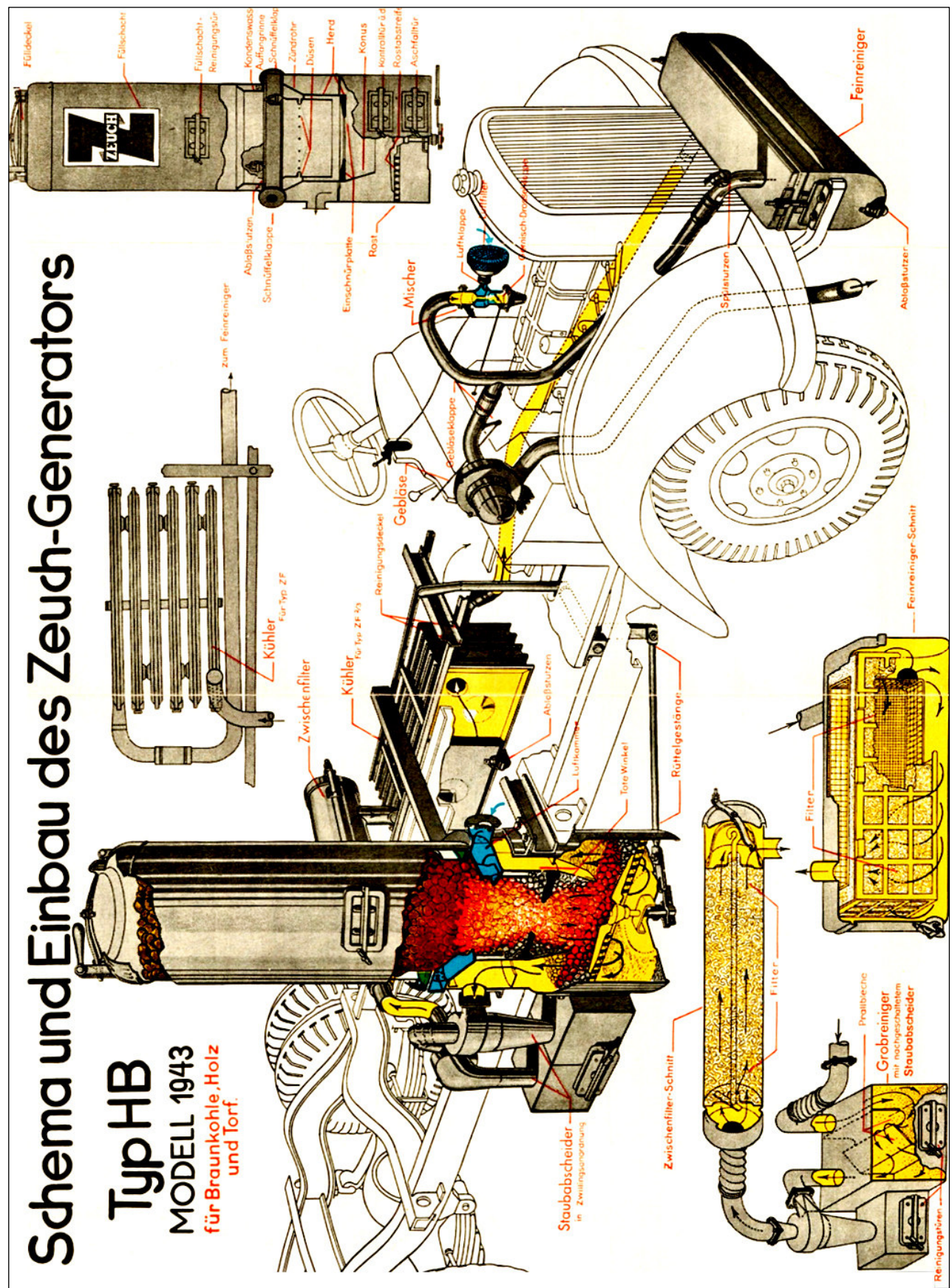
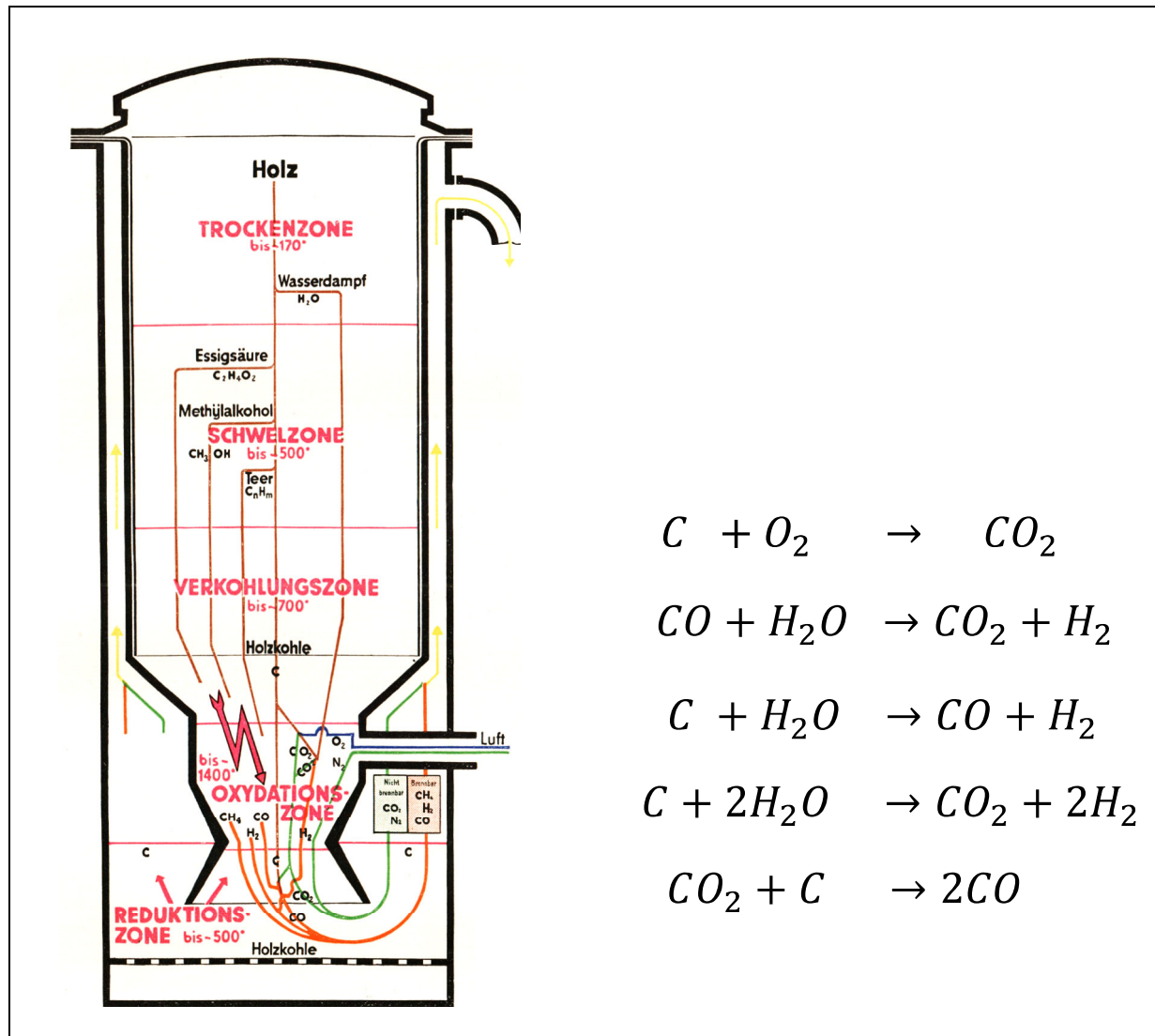


Bild 1.15 Schematischer Aufbau der Holzgasanlage im Lkw um 1943 [26]

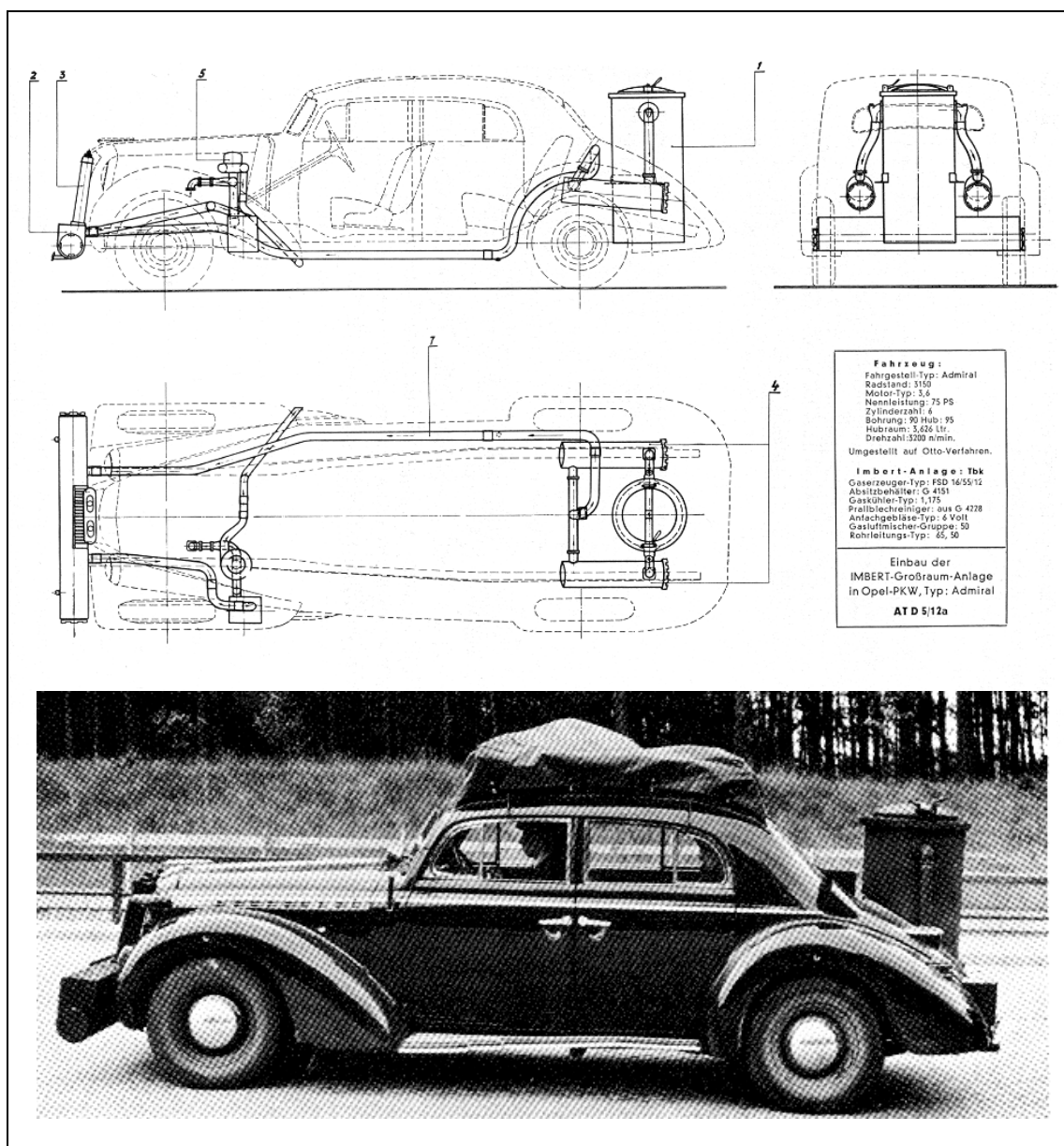
Das Herzstück der Generatoranlage bildet der Gaserzeuger, in dem das brennbare Gas an Bord des Fahrzeuges hergestellt wird. Die chemischen Vorgänge hierzu sind im **Bild 1.16** schematisch mit ihren Reaktionsgleichungen dargestellt.



**Bild 1.16** Schematische Darstellung der chemischen Vorgänge im Holzgasgenerator nach [26]

In den Kriegs- und Nachkriegsjahren gab es in Deutschland ca. 37 Hersteller für Holzgasanlagen, darunter so bekannte Namen, wie Deutz, Imbert, Wisco, Hansa und Auto-Union [10]. Der Betrieb mit Generatorgas war aber weit davon entfernt, eine echte Alternative zu flüssigen Kraftstoffen darzustellen. So war allein das Anheizen zum Motorstart ein langwieriger Prozess und konnte nicht per Knopfdruck geschehen. Auch der Platzbedarf für Generator und „Treibstoff“ führte zu abenteuerlichen Konstruktionen, meist auf Hilfsrahmen am Heck der Fahrzeuge. Trotzdem wurden eine Vielzahl von Fahrzeugen aller Klassen, auch Pkws

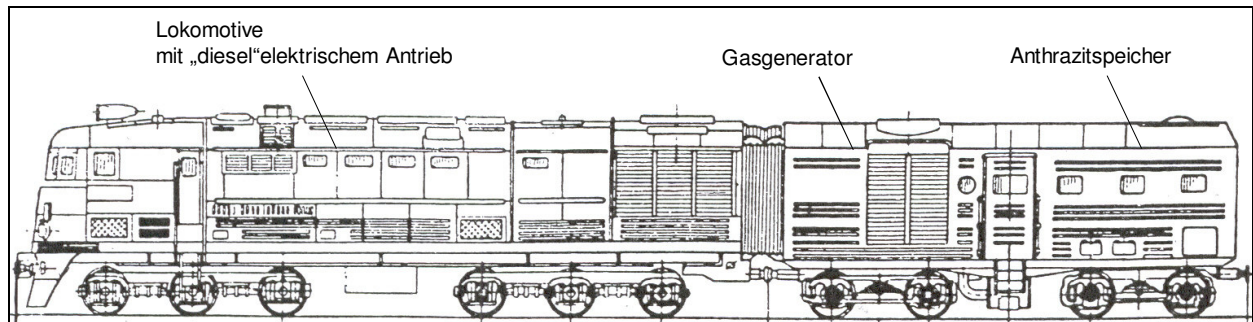
und sogar Motorräder, mit Gasgeneratoren ausgestattet, wie **Bild 1.17** zeigt, um überhaupt noch unter der Not des Krieges und der Nachkriegszeit das Grundbedürfnis Mobilität zu befriedigen. Auch war die Umweltbelastung durch diese Fahrzeuge nicht nur durch das Abgasverhalten, sondern auch durch die festen Rückstände (Schlacke und Asche) deutlich schlechter, als die der konventionellen Fahrzeuge. Als wieder ausreichend flüssige Kraftstoffe zur Verfügung standen, war dieser 10 Jahre andauernde Gasfahrzeugboom vorüber. Ein Holzgeneratorfahrzeug war von der Handhabung einfach nicht konkurrenzfähig gegenüber den benzin- oder dieselgetriebenen Fahrzeugen.



**Bild 1.17** Opel Admiral mit Holzgasanlage der Firma Imbert aus den 1940iger Jahren [10]



Anfang der sechziger Jahre gab es noch einmal eine Anwendung der Generatortechnik im mobilen Bereich in Russland. Betrieben wurden Diesellokomotiven mit einer Leistung von ca. 3000 Ps mit einer Gasgeneratoranlage, die als Treibstoff Anthrazit verwendete (**Bild 1.18**). Aufgrund großer Lagerstätten von dieser Kohle, erprobte man die Nutzung dieses Rohstoffes mit Gasgeneratoren sowohl in Russland, aber auch in China, um flüssige Kraftstoffe zu ersetzen.

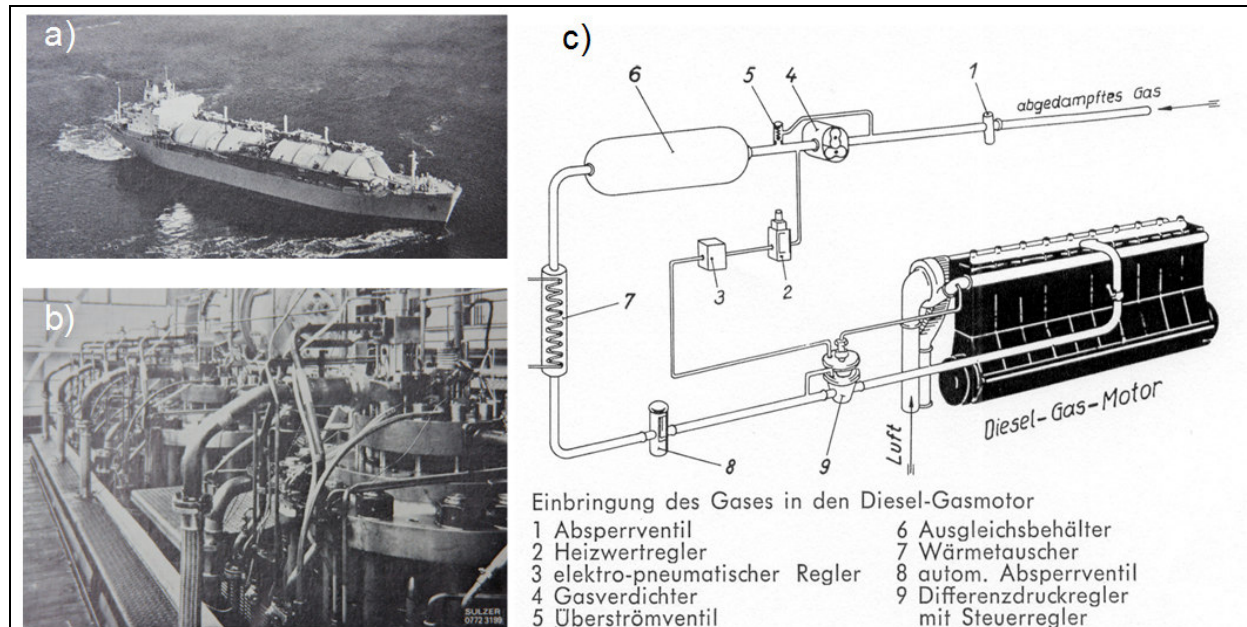


**Bild 1.18** 3000 Ps-Gasgenerator-Diesellokomotive aus dem Jahr 1961 nach [27]

Auch hier zeigte sich der Nachteil der Generatortechnik schnell. So musste der Treibstoff zum Teil extra auf Anhängern transportiert werden. Zwar konnten ca. 30% Dieselöl eingespart werden, was aber angesichts der notwendigen Besetzung der Lokomotive mit drei Mann Personal zu Aufwendungen von rund 40 Rubel auf 10.000 Brutto-tkm führte [27]. Das lag deutlich über den Wert von 26 Rubeln für die Diesellokomotiven, so dass diese Versuche bald eingestellt wurden.

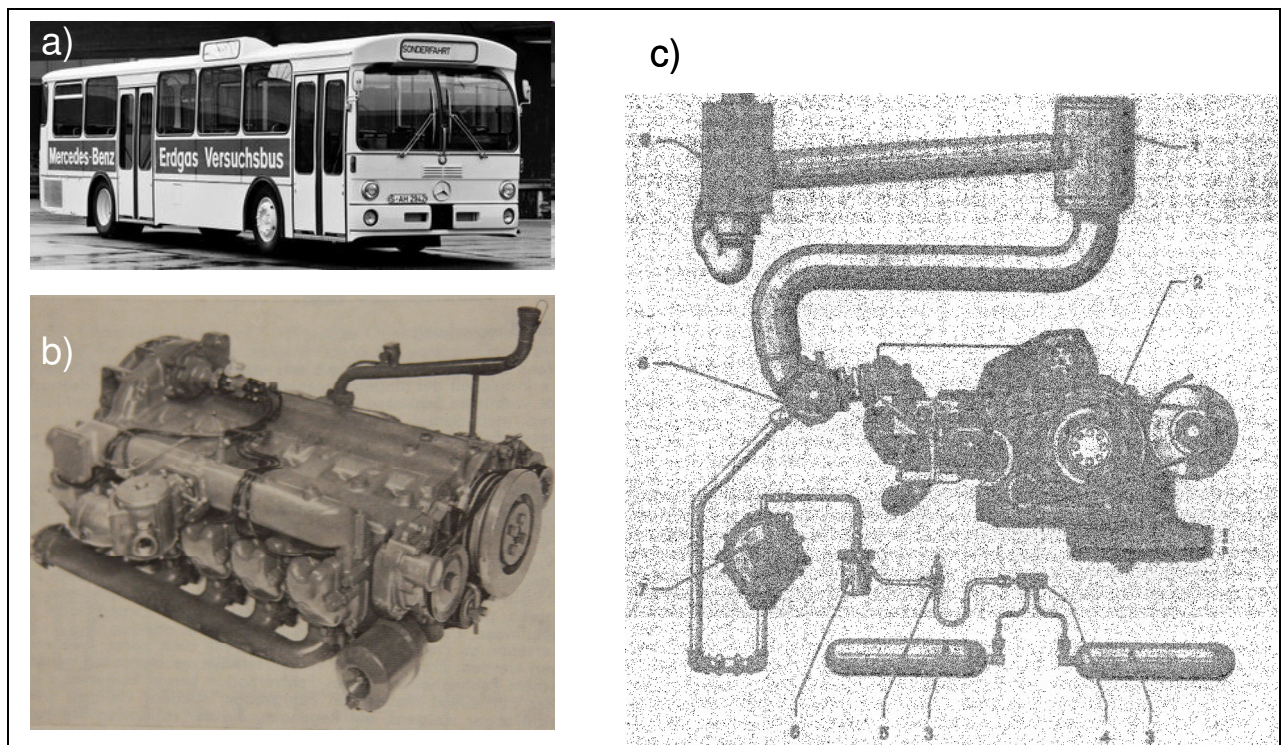
Es zeigte sich, dass im mobilen Bereich ein Einsatz gasförmiger Kraftstoffe aufgrund der Speicherproblematik schwierig ist, und nur dort erfolgversprechend ist, wo eine entsprechende Infrastruktur vorhanden und der Einsatz des Gases kostengünstiger ist. Dies war bei den in den sechziger Jahren des letzten Jahrhunderts aufkommenden Tankschiffen für Erd- und Flüssiggas der Fall. In dieser Zeit wurde in Europa langsam ein flächendeckendes Gasnetz aufgebaut, dass zum Teil durch Gas gespeist wurde, das nicht über Pipelines sondern mit Schiffen von den Lager- und Förderstätten transportiert wird. Somit sind Gastransportschiffe entstanden, die das „Transportgut“ Gas gleichzeitig zum Antrieb benutzen, indem sie den vorhandenen Dieselmotor im Zündstrahlverfahren mit Gas betreiben. Besonders vielversprechend sind solche Konzepte für Erdgastanker, die das Gas tiefkalt ( $-162^{\circ}\text{C}$ ) in verflüssigter Form transportieren, da hier trotz starker Isolierung Verdampfungsverluste auftreten. Dieses verdampfte Gas kann natürlich zum Antrieb des Schiffsmotors genutzt werden [28]. Das erste Schiff, das mit Gas betrieben wurde,

war der Flüssiggastanker „Venator“, der im Jahre 1975 mit einem Sulzer-Diesel-Gasmotor ausgerüstet wurde (**Bild 1.19**)[29].



**Bild 1.19** a) Flüssiggastanker „Venator“, b) Sulzer-Gas-Dieselmotor der „Venator“ [29]  
c) Schema Diesel-Gasmotor [28]

Im Fahrzeugbereich waren es Anfang der siebziger Jahre des letzten Jahrhunderts weniger wirtschaftliche Aspekte, als vielmehr Umweltgesichtspunkte die zur Entwicklung von Gasfahrzeugen führten. So entwickelten die Firmen MAN und Mercedes Benz getrennt jeweils Busse mit einem Erdgasantrieb, die anlässlich der Olympischen Spiele 1972 in München eingesetzt werden sollten. Die Erdgasmotoren unterschritten die ab 1975 geltenden Abgas-Schadstoff-Grenzwerte für Nutzfahrzeugmotoren bereits zum damaligen Entwicklungszeitpunkt deutlich. Als Besonderheit sollte der Bus von MAN mit einem aus der Raketentechnik stammenden Kryogentank mit flüssiger Speicherung des Erdgases ausgerüstet sein, während Mercedes auf die auch noch heute übliche Druckspeichertechnik setzte. Der Bus von Mercedes (**Bild 1.20**) war im Jahr 1972 als Versuchsfahrzeug unterwegs – die Serienfertigung von Erdgasbussen sollte aber noch fast zwanzig Jahre auf sich warten lassen.

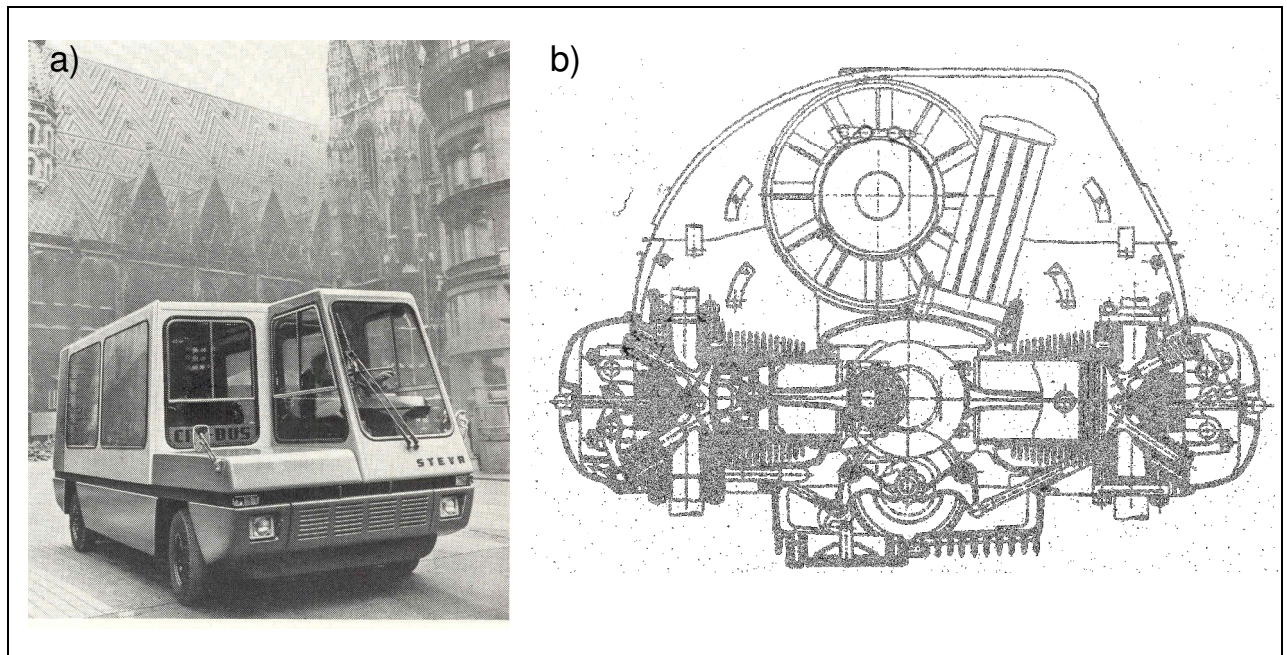


**Bild 1.20** a) Erdgasversuchsbus aus dem Jahr 1972, b) Erdgasmotor M407 hG [30]  
c) Schema Erdgasanlage am M 407 hG [30]

Im Gegensatz zum Erdgas sollte auch hier wieder der Flüssiggasantrieb eine Vorreiterrolle spielen. Auf der internationalen Automobilausstellung 1973 in Frankfurt am Main wurde ein Flüssiggasomnibus mit einem Zweizylinder-Boxermotor der Firma Steyr-Daimler Puch AG vorgestellt, der in Wien im öffentlichen Nahverkehr eingesetzt werden sollte. Dieser Bus war der erste Serienomnibus mit Flüssiggasantrieb (**Bild 1.21**). In der österreichischen Hauptstadt sind nunmehr seit mittlerweile mehr als 70 Jahren Busse mit Flüssiggas unterwegs sind.

Die größeren Busse wurden, aufbauend auf den Erfahrungen mit den City-Bus-Fahrzeugen von Magna-Steyr, mit neuentwickelten Gasmotoren der Firma Saurer ausgerüstet [32]. Hier wurde also eine Entwicklung wieder aufgegriffen, wie sie bereits vor dem Krieg in vielen deutschen Städten üblich war. Im Gegensatz zu den 30iger Jahren erfolgte aber eine Betankung des Fahrzeuges an dafür eingerichteten Tankstellen und nicht mehr durch den Wechsel des Druckbehälters.





**Bild 1.21** a) City-Bus mit Flüssiggasantrieb, 1973, b) Querschnitt des Flüssiggasmotors [31]

Die Zeit der Ölkrise in den siebziger Jahren des letzten Jahrhunderts bescherte den alternativen Fahrzeugantrieben in Europa einen kurzzeitigen Boom. Man versuchte die Abhängigkeit vom Rohöl zu verringern und es ist eine Reihe von Nachrüstlösungen, in erster Linie für den Einsatz mit Flüssiggas, entstanden. Bis aber erste Serienfahrzeuge auf den Markt kamen, vergingen noch einige Jahre an Entwicklungszeit. Eines der ersten Serienfahrzeuge mit Flüssiggasantrieb war der Citroen Acadiane, der im Jahr 1980 auf dem Pariser Autosalon der Öffentlichkeit vorgestellt wurde [33]. Diesem folgten eine Reihe weiterer Flüssiggasfahrzeuge, bemerkenswerterweise auch in den USA, wo 1983 der Ford Granada als Serienfahrzeug mit bivalentem Flüssiggasantrieb vorgestellt wurde [34]. Überhaupt prophezeite man dem Flüssiggas eine glänzende Zukunft zu Beginn der 80iger Jahre des letzten Jahrhunderts. Man ging davon aus, dass bis zum Jahr 1990 in etwa 10% der Fahrzeuge in Europa mit Flüssiggas unterwegs sein werden. Heute weiß man, dass diese Zahl auch in Ländern mit einem hohen Anteil an Gasfahrzeugen, wie Italien oder den Niederlanden bis heute nicht erreicht ist. Im Zuge der Marktbereitung wurde damals der Begriff „Autogas“ für das bekannte Flüssiggasgemisch aus Propan und Butan eingeführt und es entstanden auch interessante Konzeptfahrzeuge. So wurde im Auftrag eines Mineralölkonzerns von BMW ein M1-Sportwagen mit Turbolader und einer Leistung von etwa 450 Ps (ca. 330 kW) entwickelt. Dieser Sportwagen sollte für Werbezwecke den Geschwindigkeitsrekord für flüssiggasbetriebene Fahrzeuge brechen und erzielte im Oktober 1981 eine Rekordgeschwindigkeit von 301,4 km/h (**Bild 1.22**). Bis heute ist dieser

Rekord für Autogas-Fahrzeuge nicht gebrochen worden. Der letzte Versuch, diesen Rekord zu brechen, scheiterte am 17.10.2007 auf dem Hochgeschwindigkeitsoval in Papenburg.



**Bild 1.22** BMW M1 – Autogas-Rekordfahrzeug, Oktober 1981[35]

Für diesen Versuch, den Geschwindigkeits-Weltrekord für gasbetriebene Fahrzeuge zu brechen, wurde in Kooperation mit zwei Hochschulen ein auf einem seriennahen BMW der Einer Baureihe basierendes Fahrzeug auf einen monovalenten Flüssiggasbetrieb umgerüstet (**Bild 1.23**). Erreicht wurde eine Geschwindigkeit von 303,6 km/h, was aber aufgrund des offiziellen Reglements nicht als neuer Rekord für Gasfahrzeuge gilt. Ursächlich hierfür, waren die Wetterbedingungen, die verhinderten, dass die Teststrecke innerhalb der vorgeschriebenen Zeit in entgegengesetzter Richtung (Ausschluss des Windeinflusses) noch einmal befahren wurde. Somit ist der BMW M1 von 1981 bis heute offiziell das schnellste Gasfahrzeug der Welt.

Konnte man Benzinfahrzeuge für Flüssiggas relativ einfach nachrüsten, so ist der Betrieb eines Erdgasautos schon wesentlich aufwändiger. Zum einen muss Gas im mobilen Bereich zur Erzielung entsprechender Speicherdichten hochverdichtet werden. Daraus resultieren Anforderungen an die Infrastruktur. Zum anderen ist auch die Zumengung im Fahrzeug komplizierter als beim Flüssiggas. Aus diesem Grunde ist es nicht verwunderlich, dass vielfach der Flüssiggasantrieb dem Erdgas vorgezogen wurde, obwohl es sich hier ja nicht um eine echte Alternative zum Rohöl handelte. Es verwundert auch nicht, dass das erste CNG-(Compressed

Natural Gas)-Serienfahrzeug in einem Land entstanden ist, das unter besonderer Rohstoffknappheit litt.



**Bild 1.23** Hartge H1 – 303,6 km/h mit Flüssiggas auf dem Highspeed-Oval in Papenburg am 17.10.2007 (im Bild oben die Gaseinblasung-flüssig bis zum Injektor) [36]

Die DDR baute für Russland einen Großteil der Erdgastrasse nach Westeuropa und sollte mit entsprechenden Gaslieferungen für ihre Dienste entschädigt werden. So wurde in den IFA Nutzfahrzeugwerken in Ludwigsfelde der erste Serienerdgas-Lkw entwickelt und im Jahr 1983 der Öffentlichkeit auf der Leipziger Messe vorgestellt. Dieser Zweistoff-Lkw (Erdgas mit Zündstrahlverfahren) konnte mit Erdgasbetrieb ab Werk geordert, oder auch nur der Nachrüstsatz als Zubehör erworben werden. (**Bild 1.24**). Die Ernsthaftigkeit dieser Zweistoff-Variante wird durch die Herausgabe einer eigenen Betriebsanleitung dokumentiert, die wiederum sämtliche Besonderheiten beim Umgang mit dem Erdgasbetrieb enthält.

Mit Beginn der neunziger Jahre begann eine Offensive, um Erdgas als umweltfreundlichen Kraftstoff für Kraftfahrzeuge zu erschließen. Mittlerweile bot auch jeder namhafte Hersteller von Omnibussen eine Version für Erdgas an, die über ein sich entwickelndes Infrastruktursystem von Erdgastankstellen betankt werden konnten. In der Regel wurden diese Tankstellen auf den Betriebshöfen der Omnibusgesellschaften eingerichtet. Heute übliche Zapfsäulen, die man an

„normalen“ öffentlichen Tankstellen findet, verfügen in der Regel über zu kleine Kompressoren. Eine Betankung eines Buses mit der erforderlichen Erdgasmenge ist an diesen Tankstellen nicht in kurzer (vertretbarer) Zeit möglich.

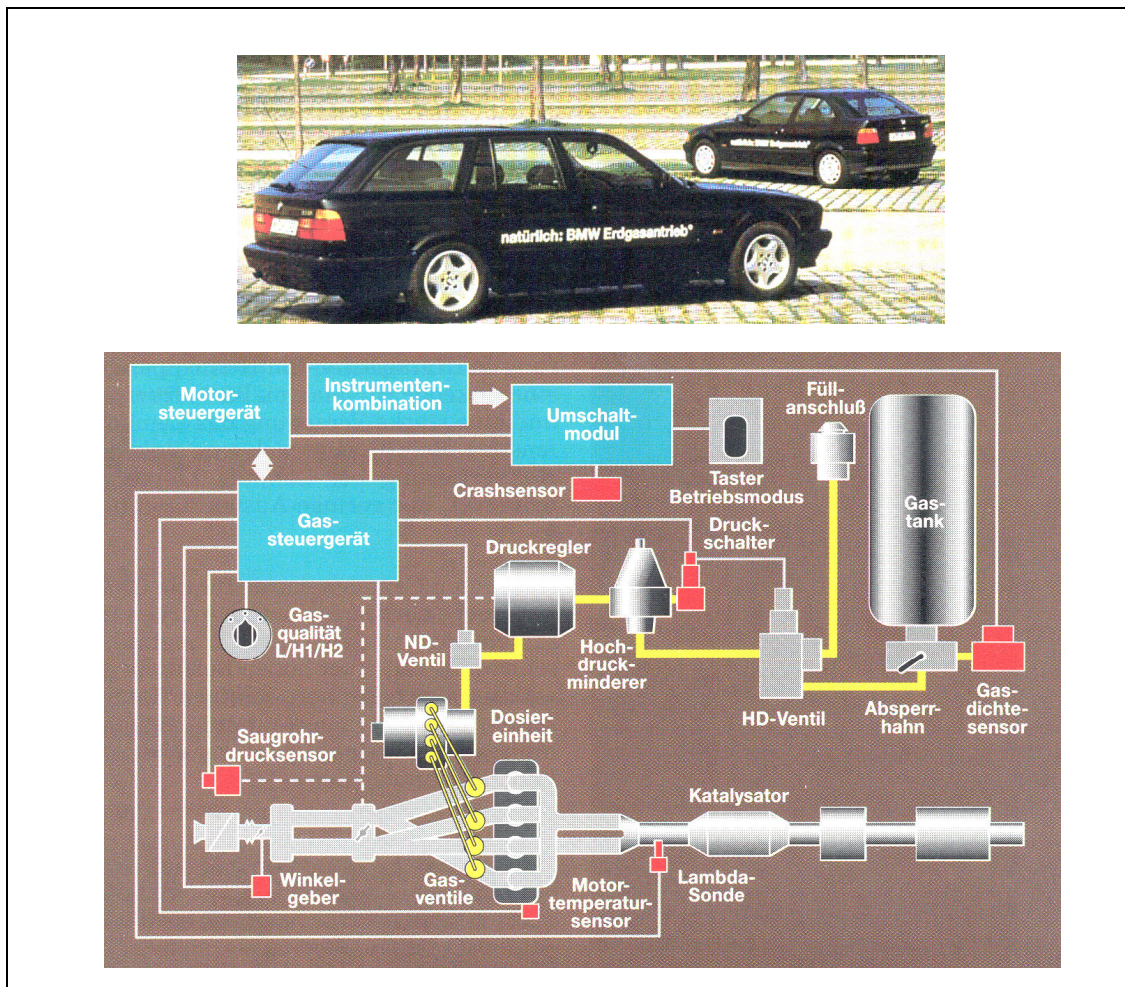
	<b>Technische Daten:</b>
<p>Nutzmasse: Verbrauch DK: Verbrauch Erdgas: Drehmoment: Leistung: Wirkprinzip: Druckbehälter: Speicherdruck: Speichervolumen: Medium: Tankanschluss:  Rohrbruchventil:  Druckminderer:   Magnetventil: Elektronische Steuereinheit:</p>	<p>5050 kg ca. 4l/100 km ca. 19 Nm<sup>3</sup>/100 km 422 Nm bei 1350 min<sup>-1</sup> 87 kW Zündstrahlverfahren 6 Druckflaschen je 50 l 20 MPa 60 m<sup>3</sup> Erdgas, gereinigt und getrocknet Rückschlagventil mit Aussengewindeanschluss W 21,8 x 1/14" links äußerer Einbau Ansprechdurchflussmenge: 4,6 m<sup>3</sup>/h Typ FEHA KOMPAKT für Erdgas zweistufig Durchflussmenge: 30 m<sup>3</sup>/h Enddruck: 0,2 MPa Typ: MV 10.2.5 – 12V –GS –IA Typ ESE 01-82 12 V</p>

**Bild 1.24** Erster Serien-Lkw mit Erdgasantrieb – IFA W50 aus dem Jahr 1983 [37], [38]

Die ersten Serien-Pkw mit Erdgasantrieb wurden im Dezember 1995 der Öffentlichkeit vorgestellt. Es handelte sich um die Fahrzeuge 316g und 518g des deutschen Herstellers BMW, die zum damaligen Zeitpunkt schon die strengen kalifornischen ULEV-Emissionsgrenzwerte einhielten (**Bild 1.25**). Diese Fahrzeuge hatten im Gegensatz zu Nachrüstlösungen sämtliche Entwicklungsschritte eines Serienfahrzeuges durchlaufen, was sich schon in dem aufwändigen Motorsteuerungssystem mit Gassortenerkennung zeigt. Hinsichtlich des Packages gab es zwar noch Einschränkungen im Bereich des Kofferraumes – die Unterflurbauweise, wie sie später beim Erdgas-Zafira von Opel erstmalig angewendet wurde, konnte bei BMW nicht verwirklicht werden. Den BMW-Fahrzeugen war aber nicht der erhoffte Markterfolg beschieden, was sicher weniger am Package, als vielmehr an dem Motorenkonzept der Fahrzeuge lag. Diese waren mit Vierzylindermotoren mit für die Fahrzeugklasse zu geringer Leistung ausgestattet. Aufgrund der Saurohreinblasung des Erdgases und dem damit verbundenen geringeren Gemischheizwert sank



die Leistung im Erdgasbetrieb noch, so dass die „Freude am Fahren“ recht eingeschränkt war. In Verbindung mit der damaligen schlechten Infrastruktur, keiner steuerlichen Förderung und dem erhöhtem Anschaffungspreis war der Markt für diese Fahrzeuge schwierig. Trotzdem gebührt BMW der Respekt erstmalig einen Erdgas-Pkw als Serienfahrzeug auf den Markt gebracht zu haben.



**Bild 1.25** Erste Serien-Pkw und deren Erdgassystem – BMW 316g und 518g aus dem Jahr 1995 [39]

Der mäßige Markterfolg der ersten Serienautos konnte aber andere Hersteller nicht davon abhalten im Laufe der Zeit immer neue Serienfahrzeuge zu entwickeln und auf den kleinen Markt zu bringen. Im Gegenzug wurden die Gasversorgungsunternehmen dazu bewegt, die Infrastruktur auszubauen. Mittlerweile haben einige Großserienhersteller einen Erdgas-Pkw im Programm. Durch Verbesserungen an der Motortechnik, wobei hier in erster Linie Verbrauchs- und Leistungssteigerungen durch Aufladung zu erwähnen sind, wuchs die Akzeptanz beim Kunden ein Erdgasfahrzeug zu kaufen. Hinsichtlich der CO<sub>2</sub>-Bilanz sind diese Fahrzeuge bereits

heute kaum durch andere Konzepte zu unterbieten. Leider ist in den letzten Jahren im Gasfahrzeugsektor wiederum ein stärkerer Trend zu Fahrzeugen mit Flüssiggasantrieb zu erkennen. Es bleibt abzuwarten, ob es den Fahrzeugherstellern durch interessante Neukonstruktionen gelingt, Kunden für Erdgasfahrzeuge zu begeistern. Im Zuge der im Jahre 2009 eingeführten CO<sub>2</sub>-Gesetzgebung sind diese Fahrzeuge, den konventionellen Antrieben überlegen. Verglichen mit anderen Technologien zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist die Erdgastechnik für die Fahrzeughersteller preiswert und sollte in den Zukunftskonzepten nicht fehlen.

Werden diese Gasmotoren auch noch mit einem Elektromotor zum Hybridantrieb weiterentwickelt, so sind niedrigste Verbrauchs- und Emissionswerte möglich [40], [41]. Bereits im Jahr 1998 stellte Renault eine Studie vor, die neben dem Flüssiggas als Kraftstoff auch Elektromotoren in Form eines Hybridantriebes aufwies. (**Bild 1.26**). Der Strom für den Elektroantrieb wurde übrigens mit einer Gasturbine im Anhänger des Fahrzeuges erzeugt, die wiederum Flüssiggas als Kraftstoff nutzte.



**Bild 1.26** Renault – Flüssiggashybridfahrzeugstudie aus dem Jahr 1998 [40]

Auch hier zeigte sich, dass man manchmal ungewöhnliche Wege im Fahrzeugpackage gehen muss, um gasförmige Kraftstoffe im Pkw einzusetzen. Der Bauraumbedarf für die Gasspeicher und in diesem Fall und auch noch der Platzbedarf für die Gasturbinen-Elektromotoren-Einheit sind enorm. Eine derartige Kombination wird sicher nicht so in einem Serienfahrzeug umgesetzt werden können.



Dass ein Serien-Hybridfahrzeug und Gas, ob nun LPG oder CNG sich nicht ausschließen müssen, wurde im Jahre 2006 demonstriert. Ein seriennaher Toyota Prius wurde durch die Adaption des Verbrennungsmotors zum Erdgasmotor zu einem zukunftsweisenden Konzept entwickelt, das mit minimalen CO<sub>2</sub>-Emissionen für diese Fahrzeugklasse aufwarten konnte (**Bild 1.27**). Der Antriebsmotor wurde nicht auf den Kraftstoff Erdgas optimiert, sondern es erfolgte lediglich die Installation eines Gasversorgungs- und Gemischbildungssystems in das Fahrzeug, so dass man davon ausgehen kann, dass das Potenzial hinsichtlich eines emissions- und verbrauchsarmen Gaseinsatzes noch nicht erschöpft ist.



**Bild 1.25** Erdgas-Hybridkonzept mit einer CO<sub>2</sub>-Emission von 92 g/km aus dem Jahr 2006 [41]

Der erreichte CO<sub>2</sub>-Emissionswert von 92 g/km entspricht einer Reduktion gegenüber dem Serienfahrzeug (108 g/km) von ca. 15 %. Da aber bereits allein durch die Verwendung von Erdgas eine Reduktion gegenüber der Verbrennung von Benzin von ca. 25% möglich ist (höheres Wasserstoff zu Kohlenstoff – Verhältnis), muss davon ausgegangen werden, dass die Verbrennung des Erdgases in diesem Fahrzeug nicht optimal abläuft. Das Potenzial ist jedoch erkennbar.

## 2. Gas als Alternative zu konventionellen Kraftstoffen für Kfz-Verbrennungsmotoren

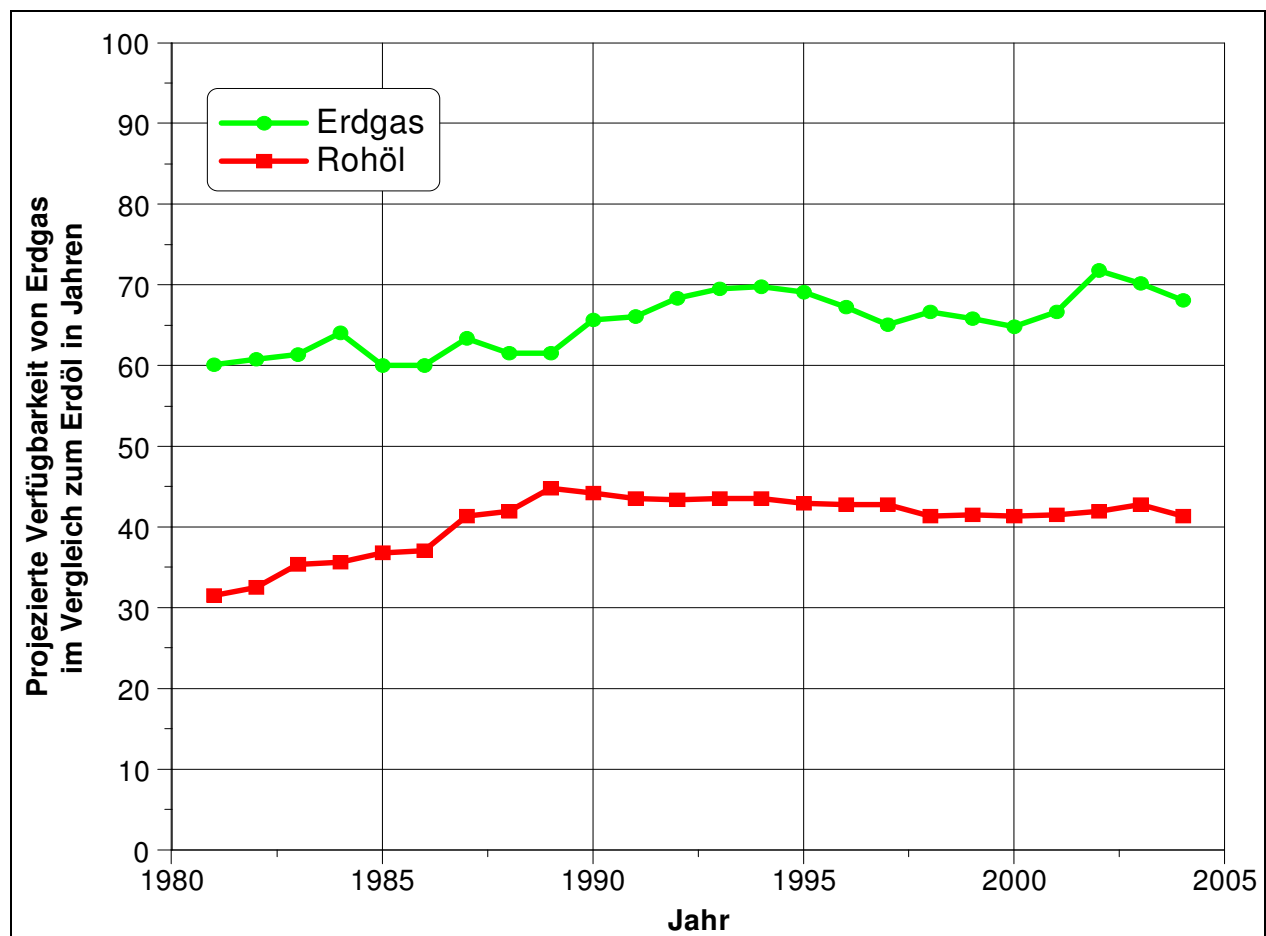
Kraftfahrzeuge werden heute annähernd zu 100 % durch Verbrennungsmotoren angetrieben. Die durch den Wärmekraftprozess erzeugte kinetische Energie, die an der Kurbelwelle zur Verfügung steht, wird aufgrund der Kennfeldcharakteristik von Verbrennungsmotoren mittels Drehzahl- und Drehmomentwandler so transformiert, dass am Rad eine ausreichend hohe Zugkraft zum Antrieb des Fahrzeuges zur Verfügung steht.

An Bord der Fahrzeuge erfolgt die Speicherung chemisch gebundener Energie in Form von für den jeweiligen Verbrennungsmotor optimierten flüssigen Kraftstoffen (Ottokraftstoff nach EN 228, bzw. Dieselkraftstoffe nach EN 590). Die Kraftstoffe werden aus Rohöl mittels Raffinerieprozessen gewonnen, wobei in Abhängigkeit der Rohölsorte unterschiedliche Anteile von Otto- bzw. Dieselkraftstoff erzeugt werden. Eine Veränderung des gewinnbaren Verhältnisses von Otto- zu Dieselkraftstoff ist nur unter erhöhtem Aufwand und nur in engen Grenzen möglich. Beim Raffinerieprozess fallen neben den für den Fahrzeugantrieb genutzten Treibstoffen weitere Kohlenwasserstoffprodukte, wie z.B. Schweröle, Teer, aber auch leichtflüchtige Stoffe, u.a. Flüssiggas, ein Gemisch aus Propan und Butan an. Diese gasförmigen Kraftstoffe werden, wie bereits erwähnt, für den Antrieb von Fahrzeugen genutzt und stellen in Ländern, wo eine entsprechende steuerliche Begünstigung vorhanden ist (Italien, Niederlande) schon seit Jahrzehnten eine Alternative zu den Benzin- und Dieselkraftstoff dar. Darüber hinaus sind seit Jahren „Insellösungen“ vorhanden, bei denen um eine vorhandene Infrastruktur ein lokal begrenztes Verkehrssystem mit Gasfahrzeugen aufgebaut wurde. Zu nennen sind hier z.B. örtliche Nahverkehrsunternehmen, allen voran die Verkehrsbetriebe der Stadt Wien, die seit mehr als 70 Jahren Omnibusse mit Flüssiggas betreiben.

Die Endlichkeit der fossilen Reserven an Rohöl und der stetig steigende Aufwand, der für die Erkundung, Erschließung und Förderung neuer Lagerstätten notwendig ist, zwingen dazu alternative Kraftstoffe oder Antriebsquellen für das Kraftfahrzeug zu erschließen. Angesichts des stark steigenden Energiebedarfs in den Schwellenländern und zukünftigen Industrienationen, wie China und Indien ist zu hinterfragen, ob die im **Bild 2.1** dargestellte Prognose zukünftig noch Bestand haben wird. Trotzdem ist im Bild erkennbar, dass fossile gasförmige Kraftstoffe, auch unter ungünstigen Prognosen noch wesentlich länger verfügbar sind, als die flüssigen Kraftstoffe.

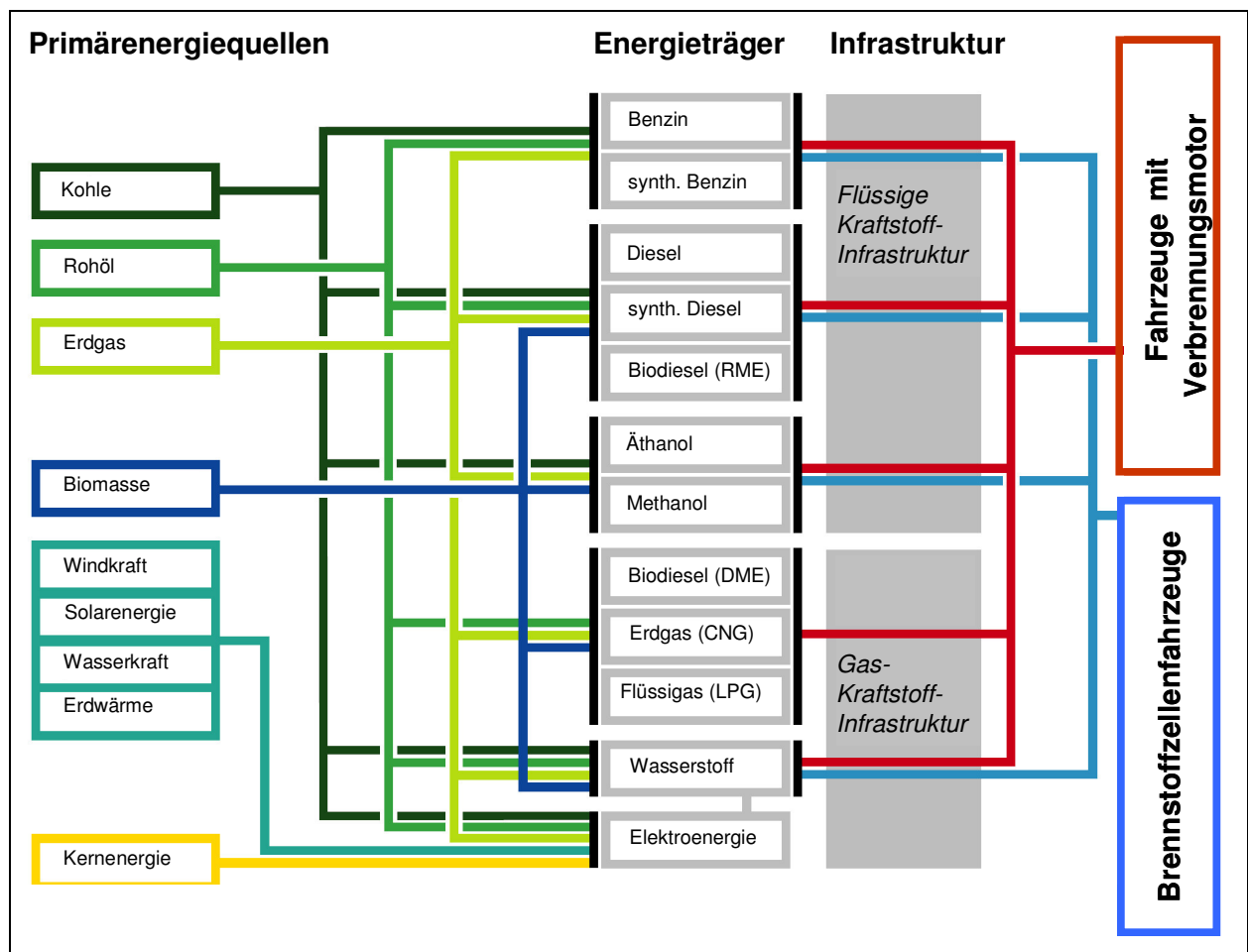


Diese Tatsache zeigt, dass zur Vergrößerung der Zeitspanne der Verfügbarkeit rohölbasierter Brennstoffe weiterhin an der Verbesserung des Wirkungsgrades von konventionell angetriebenen Kraftfahrzeugen gearbeitet werden muss. Genannt sei hier in erster Linie neben den Optimierungen im Bereich des konventionellen Antriebsstrangs die Einführung der Hybridtechnologie, worunter der zunehmende Einsatz elektrischer Maschinen und Speicher im Fahrzeugantriebsstrang zu verstehen ist. Mit dieser Technik ist der optimale Einsatz der Verbrennungskraftmaschine möglich (Start-Stopp,  $b_e$ -optimaler Betrieb durch Verschiebung der Motorbetriebspunkte im Kennfeld usw.). Zum anderen kann bei entsprechender Auslegung und Speichertechnologie (Akkumulatoren, Kondensatoren, mechanische und hydraulische Speicher) auch kinetische Energie zurückgewonnen werden. Neben diesen Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades des Antriebes wird es zukünftig eine höhere Anzahl unterschiedlicher Kraftstoffe zum Antrieb von Fahrzeugen geben. Das werden zum einen, die bisher im mobilen Bereich vergleichsweise wenig genutzten fossilen gasförmigen Kraftstoffe sein, zum anderen aber auch regenerativ erzeugte flüssige und gasförmige Energieträger.



**Bild 2.1** Zunehmende Verknappung der Rohölreserven im Vergleich zur Erdgasverfügbarkeit [42]

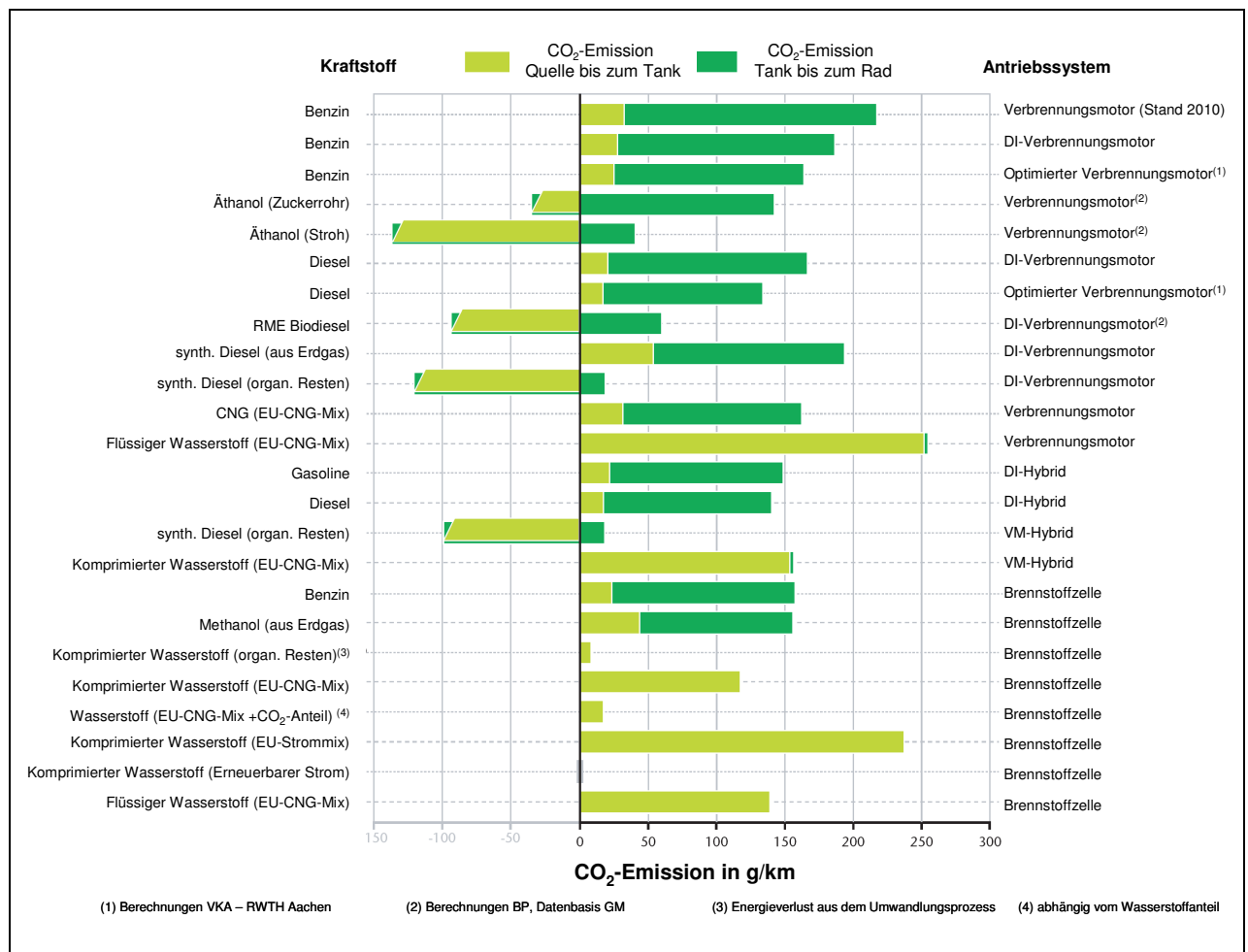
Angesichts dieser Prognosen gehen aktuelle Studien [43] davon aus, dass eine weitere Zunahme des Individualverkehrs nur durch Nutzung aller zur Verfügung stehenden Energiequellen möglich ist. Hierbei sind neben den Antriebskonzepten, die als primären Energiewandler einen Verbrennungsmotor besitzen, elektrisch angetriebene Fahrzeuge im Fokus. Lässt man bei dieser Betrachtungsweise rein elektrische Fahrzeuge außen vor, bleiben als Vergleichskonzepte die Brennstoffzellen übrig. Die Nichtbetrachtung der rein elektrischen Fahrzeuge ist sinnvoll, da deren Wirkungsgrad und CO<sub>2</sub>-Bilanz sehr stark von der Art der Elektroenergieerzeugung sowie deren Transport und Speicherung abhängt, worauf in dieser Arbeit nicht näher eingegangen werden soll. Aufgrund der fehlenden Begrenzung durch den Carnotwirkungsgrad sind Fahrzeuge mit Brennstoffzellenantrieb den konventionellen Fahrzeugen theoretisch überlegen. Beiden Konzepten gemeinsam ist, dass es zukünftig für den Betrieb der Fahrzeuge neben der momentan vorhandenen Infrastruktur mit flüssigen Kraftstoffen auch eine Infrastruktur mit gasförmigen Kraftstoffen nötig sein wird (**Bild 2.2**).



**Bild 2.2** Zukünftige Antriebssysteme und Kraftstoffe nach [44]

Hinsichtlich des Kraftfahrzeugantriebs wird es langfristig eine Reihe unterschiedlicher Konzepte geben, bei denen nicht nur die Emissionen an  $\text{CO}_2$ , die aus dem reinen Betrieb des Fahrzeuges resultieren, betrachtet werden dürfen. Die Gesamtemissionen, die von der Gewinnung der Primärenergie bis zum zurückgelegten Kilometer des Fahrzeuges entstehen, sind für die Beurteilung der Auswirkungen auf die Umwelt der verschiedenen Antriebe letztendlich wichtig. Kritisch zu hinterfragen sind hier auch neuartige Antriebssysteme, die auf rein elektrischen Betrieb eines Kraftfahrzeuges setzen. Für kurze Strecken, insbesondere in emissionsbelasteten Ballungsräumen ist die Verwendung rein elektrisch betriebener Fahrzeuge durchaus als Alternative denkbar. Insbesondere unter Berücksichtigung langfristig steigender Rohölpreise und der Abhängigkeit von den Ölförderländern werden derartige Antriebe interessant. Die Gesamtenergie- und  $\text{CO}_2$ -Bilanz von elektrisch angetriebenen Kraftfahrzeugen in der Betrachtung von der Quelle bis zum Rad (well to wheel) fällt im Vergleich mit anderen alternativen Antriebsquellen negativ aus. Diese negative  $\text{CO}_2$ -Bilanz für den Elektroantrieb ist natürlich stark davon abhängig, ob die Elektroenergie, wie heute üblich mehrheitlich aus fossilen Energieträgern gewonnen wird oder ob alternative, regenerative Energiequellen (Wind-, Wasserkraft, Solarenergie) zum Einsatz kommen.

Recht positiv fällt diese Betrachtung des Gesamtsystems für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor und Erdgas als Primärenergieträger aus (**Bild 2.3**). Hier macht sich bemerkbar, dass Erdgas von allen fossilen Kraftstoffen den geringsten Masseanteil an Kohlenstoff besitzt. Somit verkleinert sich bei gleichem Wirkungsgrad die  $\text{CO}_2$ -Emission, die bei der Verbrennung im Fahrzeug entsteht (dunkelgrüner Balken im Bild). Auch sind die Aufwendungen zur Her- und Bereitstellung des Kraftstoffes Erdgas (hellgrüner Balken im Bild) vergleichbar mit dem für flüssige Kraftstoffe notwendigen Aufwand. Aus der reinen  $\text{CO}_2$ -Betrachtungsweise sind Fahrzeuge, betrieben mit regenerativen Biokraftstoffen am interessantesten. Hier geht man davon aus, dass die Pflanzen während ihres Wachstums so viel Kohlendioxid durch die Photosynthese umwandeln, wie bei der Verbrennung im Motor wieder freigesetzt wird. Somit kommt es zur Verschiebung des hellgrünen Balkens in den negativen Bereich, während z.B. Wasserstofffahrzeuge nur eine  $\text{CO}_2$ -Emission aus dem Kraftstoffherstellungsprozess aufweisen. Dass es sich hierbei um einen energieintensiven Prozess handelt, ist ebenfalls aus dem **Bild 2.3** erkennbar.



**Bild 2.3** CO<sub>2</sub>-Emissionen (well-to-wheel) zukünftiger Antriebssysteme nach [44]

Ohne jegliche Maßnahmen zur Effizienzsteigerung liegen heutige Erdgasfahrzeuge (CNG) auf dem CO<sub>2</sub>-Gesamtemissionsniveau von noch zu entwickelnden hocheffizienten direkteinspritzenden Otto- und Dieselfahrzeugen mit entsprechender Hybridtechnik. Hybridfahrzeuge mit einer zusätzlichen elektrischen Antriebsmaschine ziehen ihre Vorteile in erster Linie aus den Möglichkeiten des wirkungsgradoptimalen Betriebes des Verbrennungsmotors (Betriebspunktverlagerung, Start-Stopp, rein elektrisches Fahren, Parallelbetrieb, Segelbetrieb) und der Möglichkeit der Energierückgewinnung beim Bremsen (Rekuperation). Bei heutigen Erdgasfahrzeugen beruht der Vorteil in der CO<sub>2</sub>-Emission, wie bereits erwähnt, auf den positiven Eigenschaften des Energieträgers Erdgas. Aufgrund seines günstigen C/H-Verhältnisses ist eine 25%ige Absenkung der Kohlendioxidemissionen zu erzielen, wenn es gelingt, den Wirkungsgrad im Vergleich zu benzinbetriebenen Fahrzeugen konstant zu halten.

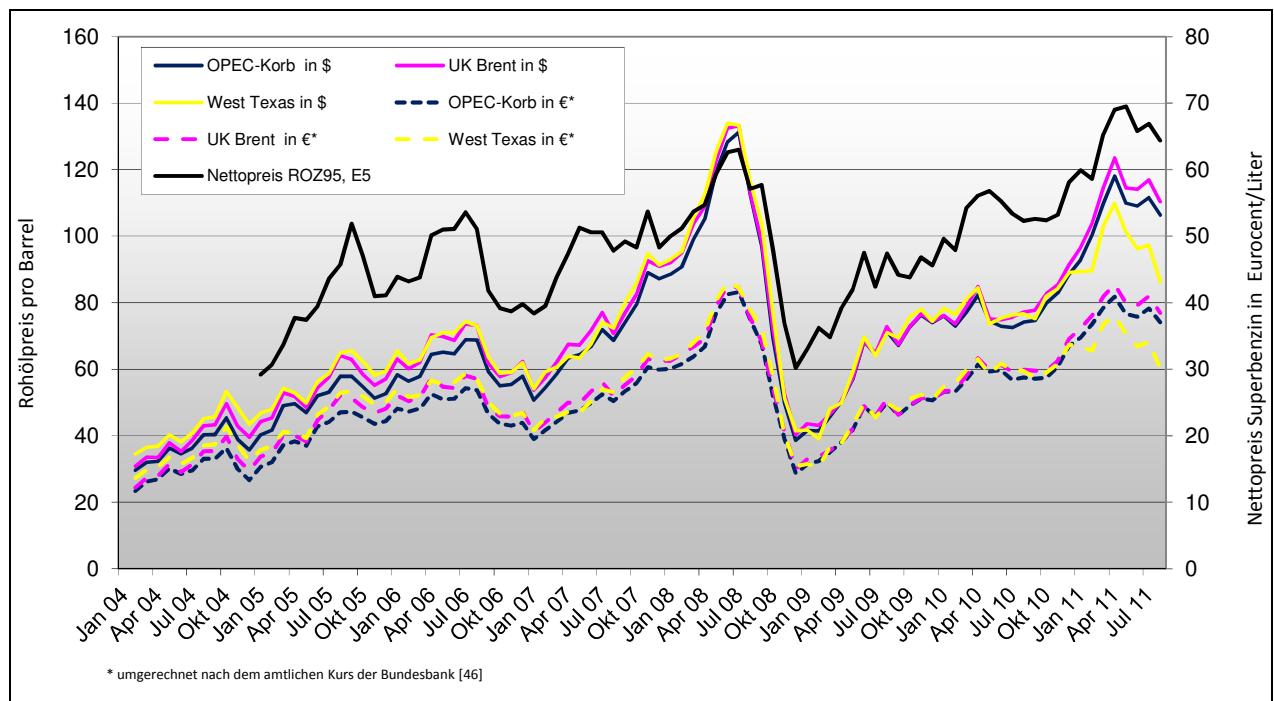
Aber auch aufgrund der steuerlichen Förderung (Festschreibung eines verringerten Mineralölsteuersatzes bis zum Jahr 2018 in Deutschland) ist von einem deutlichen Zuwachs im

Segment gasbetriebener Kraftfahrzeuge in den nächsten Jahren auszugehen. Durch diese staatlichen Lenkungsmaßnahmen ist es möglich die Kosten für den Fahrzeughalter niedrig zu halten und zum anderen langfristig für die Akzeptanz von gasförmigen Kraftstoffen im Kraftfahrzeug zu sorgen.

### 2.1 Prognose zur Entwicklung der Kraftstoffkosten für den Individualverkehr

Wesentliche Triebfeder für die Verwendung gasförmiger Brennstoffe zum Betrieb des Verbrennungsmotors stellen die mit dem Einsatz der Fahrzeuge verbundenen Kosten dar. Das sind zum einen die Mehrkosten, die bei einem Gasfahrzeug schon in der Anschaffung gegenüber einem Fahrzeug mit Benzinantriebe entstehen (Aufwand für das Gassystem und die Tanks). Auch der Mehraufwand für die Wartung zweier Kraftstoffsysteme), bis hin zu den Kosten für die Prüfung der Druckbehälter müssen berücksichtigt werden. Allerdings wurde in den letzten Jahren erreicht, dass die Prüfung der Gastanks Bestandteil der für Fahrzeuge obligatorischen Hauptuntersuchung wird und diese Behälter nicht mehr nach der Druckbehälterverordnung geprüft werden müssen. Trotzdem bleiben bei Gasfahrzeugen in bivalenter oder quasimonovalenter Bauform höhere Anschaffungskosten im Vergleich zu einem benzingetriebenen Fahrzeug. So belaufen sich allein die Mehrkosten für Gastank und Gemischaufbereitung auf ca. zwei- bis viertausend Euro, was je nach Fahrzeugkategorie eine Erhöhung von ca. 5...20 % der Fahrzeuganschaffungskosten ausmacht. Im Laufe des Lebenszyklus des Automobils müssen sich diese Anschaffungskosten einschließlich der zusätzlich anfallenden Wartungs- und Instandhaltungskosten über die Betriebskosten (Treibstoffkosten, Kfz-Steuer usw.) amortisieren, um die Wettbewerbsfähigkeit von Gasfahrzeugen zu gewährleisten (und somit auch einen Beitrag zur Erzielung niedriger CO<sub>2</sub>-Emissionen zu leisten). Generell gibt es zwei Möglichkeiten diese Treibstoffkostenbilanz für Gasfahrzeuge attraktiv zu gestalten. Die eine Möglichkeit besteht darin, gasförmige Kraftstoffe möglichst durch eine steuerliche Förderung preiswert anzubieten und somit die Kosten für den Betrieb eines Gasfahrzeuges gering zu halten. Da der Einsatz gasförmiger Kraftstoffe im Individualverkehr aufgrund der positiven Umwelteigenschaften gewünscht ist, wird dem durch einen verminderten Mineralölsteuersatz bis zum Jahr 2018 Rechnung getragen. Die andere Möglichkeit besteht darin, in einem fairen Wettbewerb einzelner Energieträger die Nettokosten des Kraftstoffes Erdgases gering zu halten. Die in den letzten Jahren zunehmend zu beobachtenden Verwerfungen auf dem Energiemarkt zeigen aber, dass allein Steuerunterschiede die Preisgestaltung an der Tankstelle nur noch zum Teil beeinflussen, was sich z.B. in den zeitweise kaum noch vorhandenen Unterschieden zwischen Benzin- und Dieselmotorkraftstoffen zeigt, obwohl der Unterschied im Steuersatz bei diesen Produkten mehr als 20 Cent pro Liter beträgt. Da Prognosen über die Preisentwicklung auf dem Energiemarkt aufgrund vorhandener Turbulenzen auf dem Markt für fossile Energieträger zur Zeit wenig Bestand haben, erfolgt hier

nur ein Ist-Vergleich für die Entwicklung der Treibstoffpreise der letzten Jahre. Problematisch ist, dass momentan kein freier Wettbewerb zwischen den verschiedenen Energieträgern vorhanden ist. Der Preis für Rohöl wird zwar durch die Nachfrage an den verschiedenen Börsen bestimmt. Daraus ergeben sich letztendlich die Grundpreise für die rohölbasierten Kraftstoffe. Das Rohöl wird in Raffinerien aufgespalten, wo durch Reaktionen und Destillation des Öles die Abspaltung in verschiedene Produkte, wie Benzin, Dieselkraftstoff, Schweröle, Flüssiggase und Teer erfolgt. Je nach verwendeter Rohölsorte sind die Anteile der Endprodukte bestimmt und dieses Verhältnis lässt sich nur schwer und unter größerem Aufwand ändern. Dies kann dazu führen, dass je nach Bedarf, z.B. an Dieselkraftstoff, Preisunterschiede an der Zapfsäule entstehen, die nicht durch den Rohölpreis bedingt sind.



**Bild 2.4** Rohöl- und Benzinpreisentwicklung in den Jahren 2004 bis 2011  
(Datenquellen [45], [46])

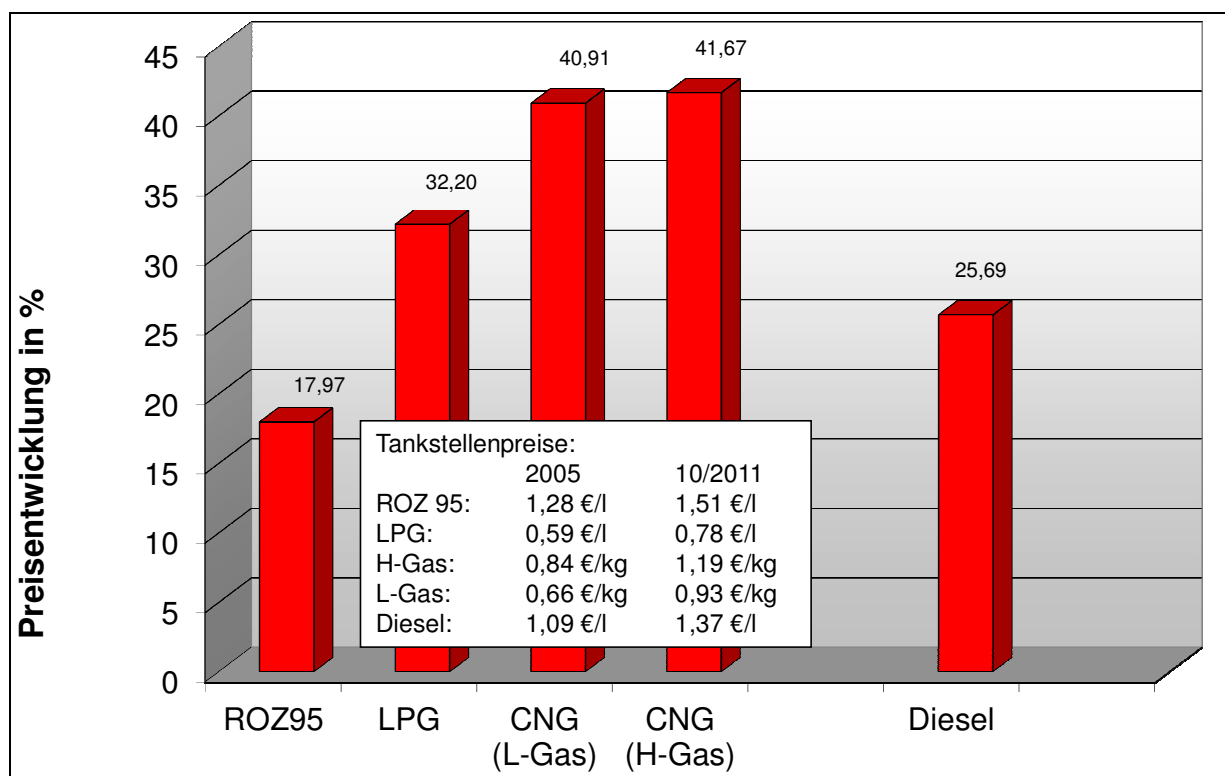
Im Gegensatz zum Rohöl gibt es für Erdgas keinen so genannten Weltmarktpreis, sondern der Markt in Europa und in Deutschland ist durch langfristige Lieferkontrakte mit den Gasproduzenten, wie z.B. Russland oder Algerien bestimmt. Der Grund ist in der notwendigen Infrastruktur zu sehen, der Gastransporte in erster Linie in Pipelines vorsieht. Nur im Ausnahmefall erfolgen die Verflüssigung von Erdgas und der Transport in Tankschiffen.

Die langfristigen Lieferverträge für Erdgas sehen eine Koppelung des Erdgaspreises an die Rohölpreise vor, was in Deutschland auch gesetzlich so geregelt wurde, um Verwerfungen auf

dem Energiemarkt zu vermeiden. Nachteilig hierbei ist, dass wenn neue Marktchancen für Erdgas z.B. als Energieträger für den Individualverkehr erschlossen werden sollen, sich diese Koppelung negativ auswirkt. Die Erdgaspreise steigen parallel zu den Rohölpreisen, ohne dass dies durch die Nachfrage, sprich den Markt gesteuert wird. Es gibt demzufolge keinen offenen Markt (Pipelineinfrastruktur) und keinen marktüblichen Preis für Erdgas.

Die Preise für Rohöl sind in den Jahren von 2005 bis 2011 um bis zu 200% (**Bild 2.4**) nahezu explodiert, wobei hier mehrere Ursachen zu nennen sind. Zum einen trug die zum Teil positive Weltkonjunktur zu einer erhöhten Nachfrage im Energiesektor bei. Zum anderen profitieren Schwellenländer im asiatischen Raum überproportional von der Konjunktur, woraus eine starke Nachfrage aus diesen Gebieten zu Preissteigerungen führt. Auch wenn, wie im Jahr 2008 zu beobachten, in Zeiten wirtschaftlicher Rezession ein Rückgang des Ölpreises zu beobachten ist, langfristig ist aufgrund des wachsenden Bedarfes ein stetig steigender Rohölpreis zu verzeichnen.

Der Nettopreis für Benzin folgt prinzipiell dem Rohölpreis, wobei hier ebenfalls ein stetiger Anstieg zu verzeichnen ist. Zum anderen sind die Änderungen bei diesem „Tankstellenpreis“ nicht so dynamisch, wie bei der Rohölpreisentwicklung. Hier wird insbesondere bei sinkenden Ölpreisen der Preis nicht unbedingt an den Verbraucher weitergegeben.

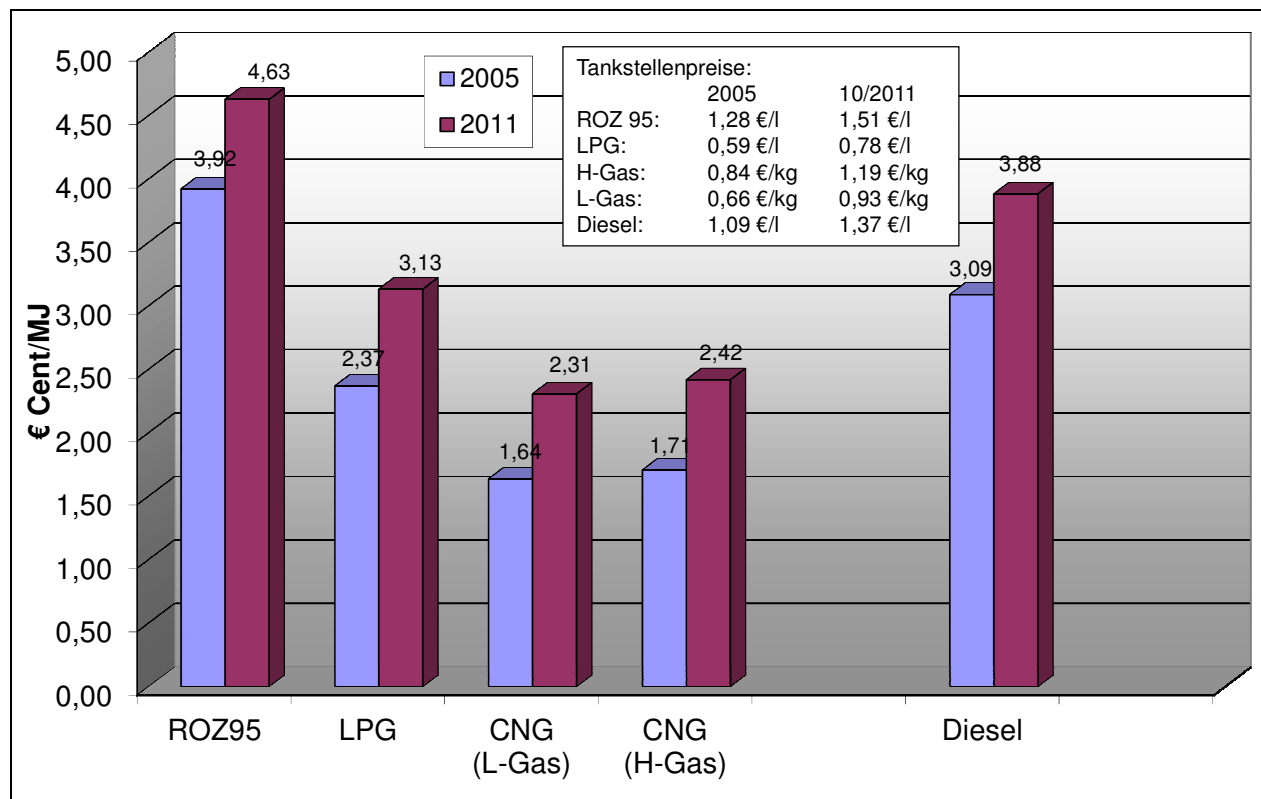


**Bild 2.5** Entwicklung der Kraftstoffpreise (energieinhaltsbezogen) von 2005 bis 2011  
(Datenquellen [47], [48])



Aus **Bild 2.5** ist erkennbar, dass sich der kräftige Anstieg beim Rohölpreis letztendlich auf alle für den Fahrzeugantrieb gebräuchlichen Treibstoffe niederschlägt. Die höchsten Steigerungsraten sind bei Dieselmotorkraftstoffen (nachfragebedingt), aber auch bei Erdgas zu verzeichnen. Die Gründe für den starken Preisanstieg beim Erdgas an der Zapfsäule sind allein durch die Koppelung an den Ölpreis nicht zu erklären. Auch ist die Nachfrage trotz leicht gestiegener Zulassungszahlen nicht so stark gestiegen, dass diese Preiserhöhung zu rechtfertigen wäre. Insbesondere wenn man die Zunahme von LPG-Fahrzeugen und die Anzahl von Flüssiggastankstellen (**Tabelle 3**) den relativ wenigen Erdgasfahrzeugen gegenüberstellt, ist die Entwicklung des Kraftstoffpreises für Erdgas nicht zu erklären. Vielmehr scheint es so, dass von Seiten der Mineralölwirtschaftsunternehmen, die auch Hauptanteilseigner an den großen Gasverteilern sind [49] die Verwendung von Erdgas als Kraftstoff nicht mehr in dem Maße verfolgt wird, wie das noch in den Jahren 2000 bis 2005 der Fall war. Damals suchte die Gasindustrie aufgrund des gedeckten Bedarfs im Bereich der Haushalte und der Industrie nach weiteren Absatzmöglichkeiten und verfolgte das Ziel bis zum Jahr 2007 tausend Erdgastankstellen in der Bundesrepublik zu installieren. Zurzeit ist ein stagnierender Trend bei der Anzahl der Erdgastankstellen festzumachen, so dass aktuell nur 890 Erdgastankstellen in Betrieb sind [50]. Erfreulich hierbei ist, dass der negative Trend in den Jahren 2006 bis 2008 gestoppt werden konnte, wo es vereinzelt zum Rückbau von Erdgastankstellen kam. Problematisch ist, dass sich die Investition für eine Erdgastankstelle, die mit ca. 150...200 tausend Euro zu Buche schlägt, nur rentiert, wenn der Kraftstoffumsatz entsprechend hoch ist. Darüber hinaus sind die Erdgasunternehmen gezwungen, den Einführungspreis von ca. 25% unter dem Dieselpreis sukzessive abzusenken, damit überhaupt eine Gewinnrechnung für die Tankstellenunternehmen langfristig möglich ist [49].

**Bild 2.6** lässt erkennen, dass der Abstand von Erdgas zum Dieselmotorkraftstoff in der technisch sinnvollen Energiebetrachtungsweise auch im Jahr 2011 noch deutlich vorhanden ist, was aber auch auf den deutlichen Anstieg der Dieselpreise zurückzuführen ist. Nicht unbeachtet lassen darf man bei diesen Betrachtungen, dass der Fahrzeughalter in den seltensten Fällen beachtet, wie viel Energieinhalt er bei der Betankung des Fahrzeuges erhält. Somit führte der „günstige“ Literpreis für Flüssiggas, verbunden mit den relativ geringen Nachrüstkosten dazu, dass in wenigen Jahren deutlich mehr LPG-Fahrzeuge als Erdgasfahrzeuge zugelassen worden sind. Begünstigt wird dieser Trend durch die stark gewachsene Anzahl von Flüssiggastankstellen (über 6000 Tankstellen bundesweit) und der flächendeckenden Verfügbarkeit von Flüssiggas in den angrenzenden Ländern, wie Österreich, Italien, den Niederlanden usw.

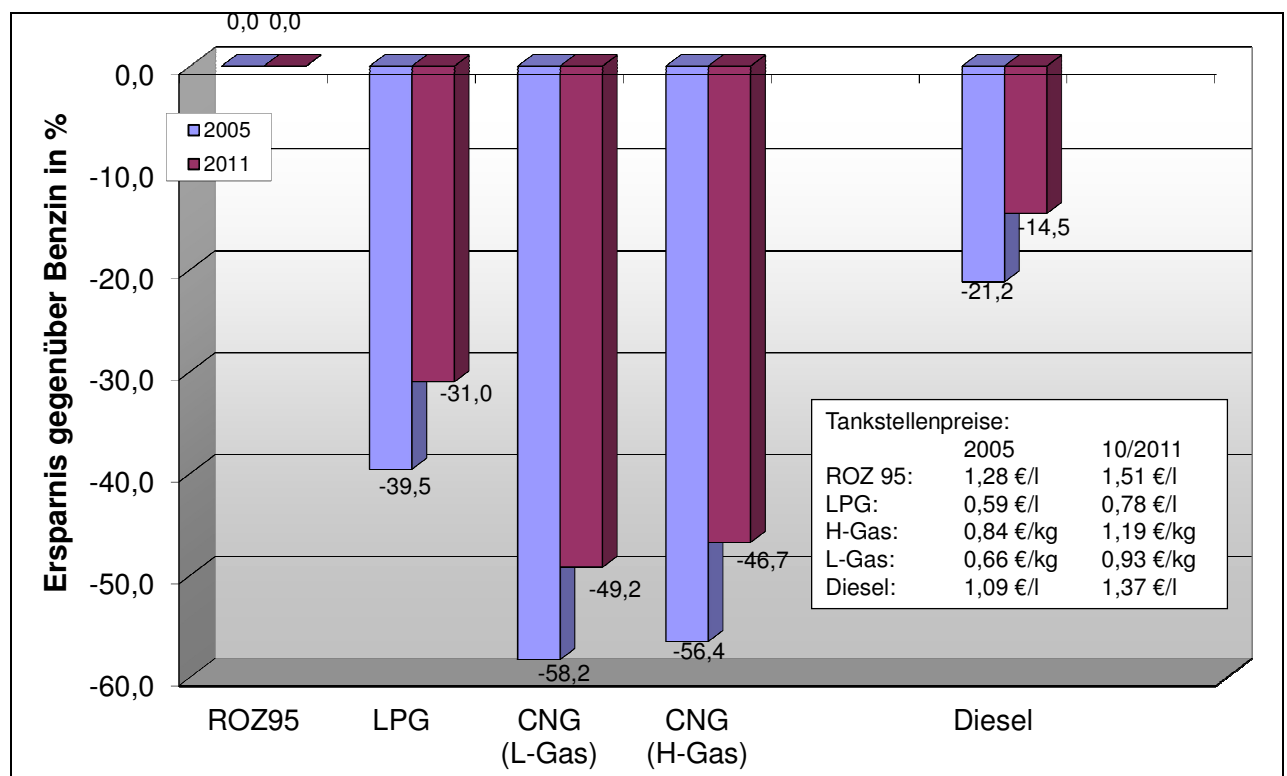


**Bild 2.6** Energiekosten in Abhängigkeit von der Kraftstoffart (Datenquellen [47], [48])

LPG-Fahrzeuge stellen hinsichtlich der Energieversorgung im mobilen Bereich nicht wirklich eine Alternative dar, da das Propan/Butangemisch in der Regel aus dem Raffinerieprozess des Rohöles stammt und die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei fast identischem Wirkungsgrad kaum geringer als bei der Benzinverbrennung sind. Darüber hinaus sind die Emissionen an limitierten Schadstoffen beim Flüssiggasbetrieb nicht deutlich geringer als bei Benzinbetrieb des Motors, wobei zu bezweifeln ist, dass die angebotenen Nachrüstlösungen dauerhaft das Emissionsniveau konstant halten. Bei den Nachrüstlösungen erfolgt in der Regel nur die Typprüfung eines Fahrzeuges, die Alterungseinflüsse des Katalysators, welche bei Serienfahrzeugen intensiv untersucht und erprobt werden, sind lediglich über einen Faktor bei der Typprüfung berücksichtigt. Somit sind keine Langzeiterfahrungen hinsichtlich der Emissionsstabilität vorhanden und negative Folgen zu befürchten. Leider sind die Anforderungen zur Überprüfung des Abgasnachbehandlungssystems durch die Prüforganisationen im Rahmen der zweijährlich stattfindenden Hauptuntersuchung so niedrig, dass das Problem der erhöhten Emissionen im Fahrzeugbetrieb nicht auffallen wird.

Vorteilhaft für den Flüssiggasbetrieb ist, dass der verringerte Mineralölsteuersatz auch für Flüssiggase gilt, obwohl diese Fahrzeuge von Seiten der Ökobilanz hinsichtlich der CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen deutlich schlechter sind als Erdgasfahrzeuge.

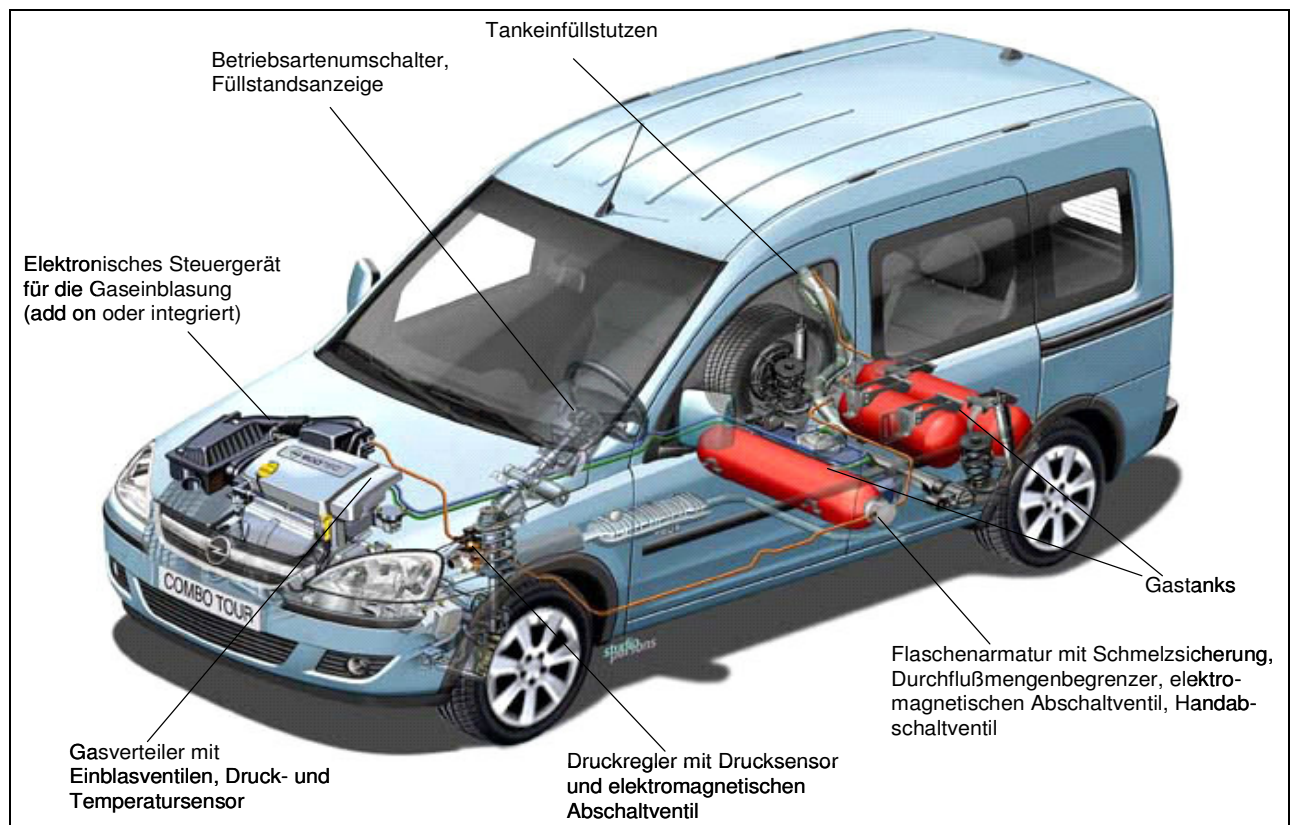
Erdgas stellt trotz der Zunahme von Flüssiggasfahrzeugen bis heute die preiswerteste Möglichkeit dar, Treibstoff für die individuelle Mobilität zu erwerben (**Bild 2.7**). Es ist aber erkennbar, dass der Abstand zu anderen Energieträgern, insbesondere Flüssiggas geringer wird, und vermehrte Anstrengungen notwendig sind, um die Wettbewerbsfähigkeit von Erdgasfahrzeugen zu erhalten und auszubauen. Dazu gehört unter anderen die Erhöhung der Effizienz unter dem Aspekt der Steigerung der Leistung der Fahrzeuge und die Erhöhung des Gebrauchswertes der Fahrzeuge, worunter die Vermeidung von Einschränkungen im Bereich Ladekapazität usw. zu verstehen ist. Insbesondere die Verbesserung des Wirkungsgrades bei der Erdgasverbrennung ist einer der Wege zur Zukunftssicherung von Erdgas als Kraftstoff für Kfz-Verbrennungsmotoren. In den Kapiteln 5 bis 7 werden Maßnahmen zur möglichen Effizienzsteigerung untersucht.



**Bild 2.7** Monetäre Ersparnisse des Erdgasbetriebes (konstante Gesamtwirkungsgrade) gegenüber dem Benzinbetrieb (Datenquellen [47], [48])

### 2.2 Erdgas als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge

Sämtliche Fahrzeugkonzepte, die als Basisenergie Erdgas als Kraftstoff benutzen, sind heute konventionell angetriebene bivalente Fahrzeuge (siehe Abschnitt 2.5) bzw. quasimonovalente Fahrzeuge, bei denen der Benzinantrieb die nachrangige Rolle spielt. Konventionell bedeutet, dass die Umsetzung der chemischen Energie des Erdgases durch die Verbrennung in einem Hubkolbenmotor erfolgt. Die an der Kurbelwelle anliegende kinetische Energie wird über die für den Fahrzeugantrieb notwendigen Kennungswandler so geändert, dass stets eine ausreichende Zugkraft zur Überwindung der Fahrwiderstände des Fahrzeuges an den Antriebsrädern zur Verfügung steht.



**Bild 2.8** Erdgasspezifische Komponenten eines bivalenten Erdgasfahrzeuges

Hybridantriebskonzepte mit Gasmotor sind bis auf Ausnahmen [51] nicht verwirklicht worden, da zum einen der Betrieb mit zwei Kraftstoffen, insbesondere während der Umschaltvorgänge zwischen Benzin- und Gasbetrieb regelungstechnisch schon sehr anspruchsvoll ist. Die zusätzliche Regelungsstruktur eines Hybridfahrzeuges würde hier zu einer weiteren Komplexität führen, die auch aus Kostensicht eine Marktfähigkeit bezweifeln lässt. Zum anderen sind durch

die Gastanks die packagemäßigen Freiheiten schon stark eingeschränkt, so dass die Unterbringung der für ein Hybridkonzept notwendigen Batterie, (drei Energiespeicher am Bord des Fahrzeuges), in der Regel nicht möglich ist.

Im **Bild 2.8** sind die für den Betrieb eines Erdgasfahrzeuges notwendigen Komponenten zusammengefasst. Auf die einzelnen Komponenten soll nachfolgend noch näher eingegangen werden.

### 2.2.1 Tanksysteme für Erdgas

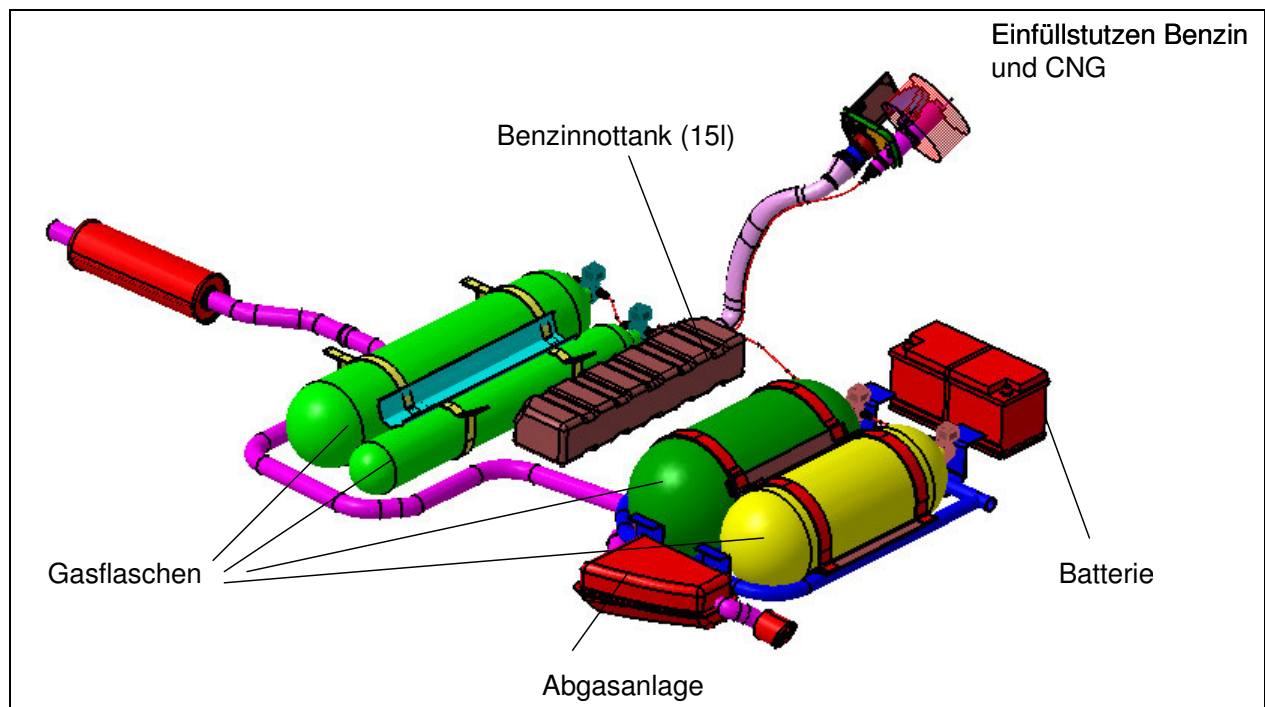
Die Speicherung eines gasförmigen Kraftstoffes für den mobilen Einsatz stellt aufgrund der geringen Energiespeicherdichte besondere Anforderungen hinsichtlich des Einsatzes in einem Kraftfahrzeug. Bei Erdgas erfolgt die Speicherung im Kraftfahrzeug ausnahmslos in Druckbehältern mit Drücken bis zu 200 bar. Aus diesem Grund ist auch die Bezeichnung CNG – Compressed Natural Gas für Erdgas als Kfz-Kraftstoff gebräuchlich. Höhere Speicherdrücke sind technisch nicht sinnvoll, da der Energieaufwand zum Komprimieren des Erdgases steigt. Zum anderen sind aufgrund des Realgasverhaltens von Erdgas bei weiterer Druckerhöhung immer geringer werdende Speicherdichten zu erzielen, die nicht mehr proportional zur Druckerhöhung sind (siehe auch Abschnitt 3.1.1).



**Bild 2.9** Gewichtsvorteile faserummantelter Gasfahrzeugtanks nach [52]

Als Druckbehälter kommen im Kraftfahrzeug drei Arten von Speichern zum Einsatz. Zum einen handelt es sich um konventionelle Stahlbehälter mit einer einschichtigen Haut aus entsprechend druckfestem Stahl, wie er generell bei Gasflaschen zum Einsatz kommt.

Die anderen Konstruktionen sind so genannte Verbundsysteme, die aus einer dünneren und somit leichteren Stahlwand oder Behältern aus Leichtmetall oder Kunststoff bestehen und einer Ummantelung aus Glasfaser bzw. Kohlefaser, die für die notwendige Druckfestigkeit verantwortlich ist. Der Vorteil dieser Speicher ist, dass sich das Verhältnis des Tankgewichtes zur gespeicherten Masse des gasförmigen Kraftstoffes deutlich verbessert (**Bild 2.9**). Zum anderen wirkt die Ummantelung aus den Faserwerkstoffen auch isolierend, was von Vorteil hinsichtlich des Wärmeeintrags in den Tank ist [52].



**Bild 2.10** Gastanksystem eines quasimonovalenten CNG-Fahrzeuges

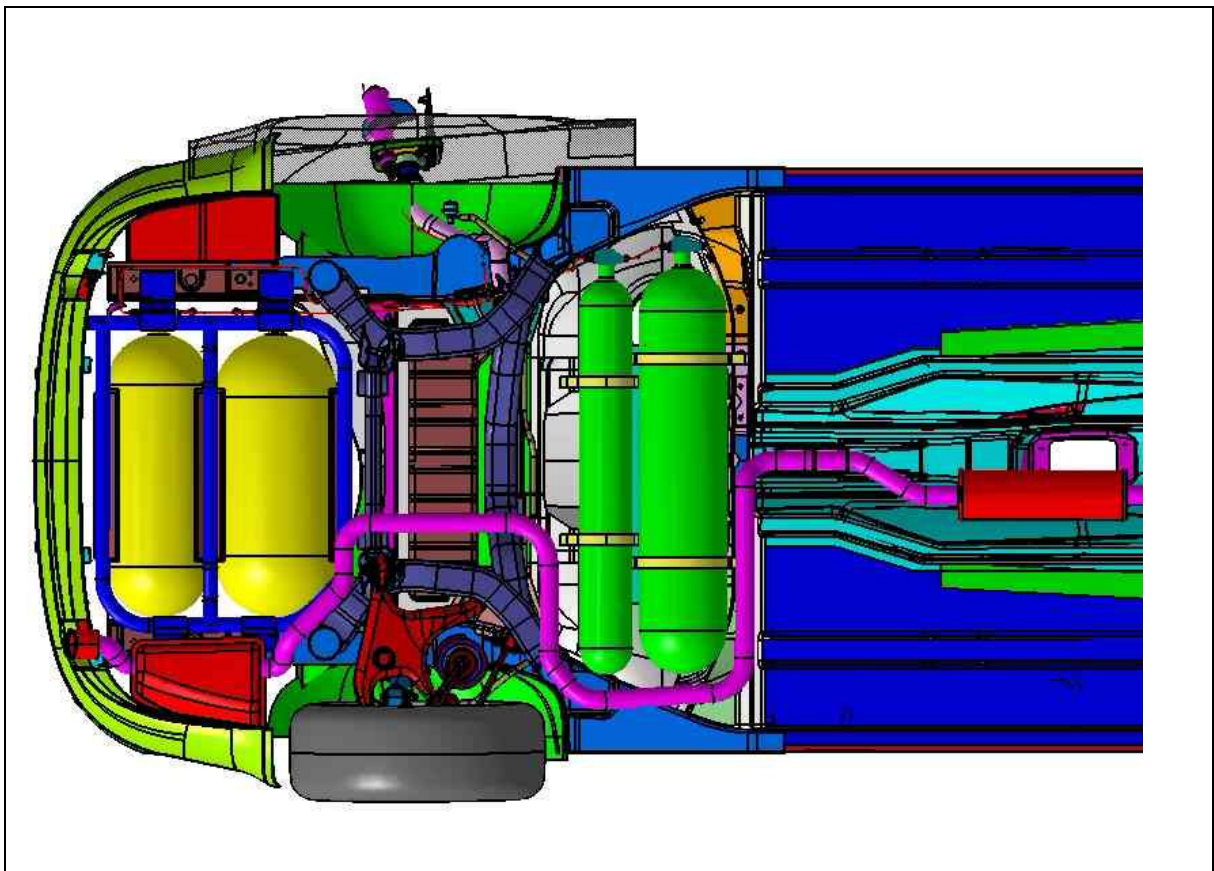
Unabhängig von der Konstruktion der Tanks (Stahl- oder Composite) müssen diese im Fahrzeug die Anforderungen der europäischen Zulassungsvorschrift ECE R 110 erfüllen, was auch auf die Einfüllstutzen, Berstventile etc. zutrifft.

Besondere Anforderungen an die Tanksysteme von Erdgasfahrzeugen werden hinsichtlich des Packages gestellt (**Bild 2.10**). Da die Gastanks generell in Gestalt eines Zylinders gefertigt werden, ist ihre Unterbringung im Fahrzeug nicht einfach. Bei den ersten serienmäßigen Erdgasfahrzeugen wurden die Gasflaschen meist im Bereich des Kofferraumes [53]



untergebracht, womit in der Regel Nutzungseinschränkungen, wie geringeres Kofferraumvolumen, oder auch eingeschränkte Flexibilität (Durchlademöglichkeiten) einhergehen.

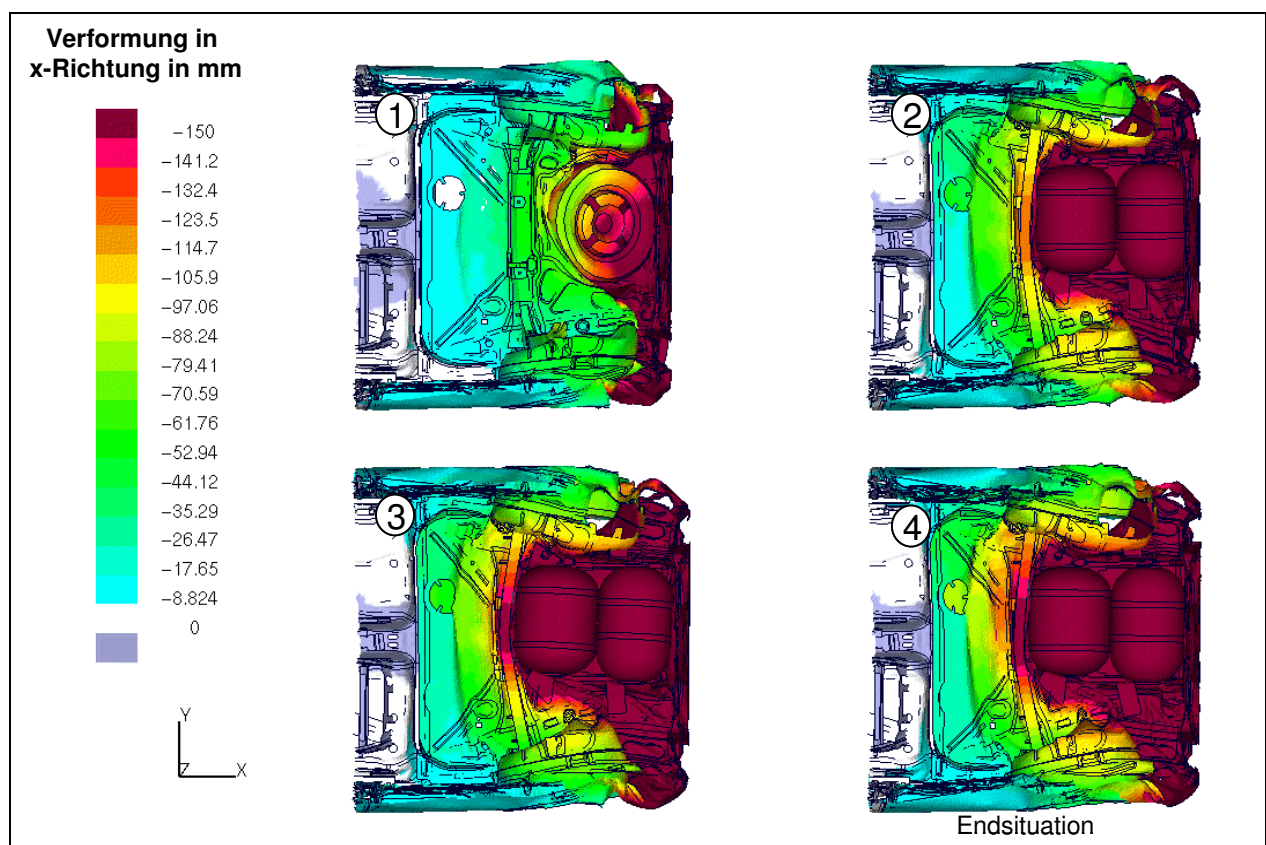
Die Fahrzeugkunden sind zunehmend, insbesondere bei quasimonovalenten Erdgasfahrzeugen nicht mehr bereit Nutzungseinschränkungen hinzunehmen. Aus diesem Grund erfolgt die Installation der Gastanks bei Gasfahrzeugen neuerer Generation im Unterboden des Fahrzeuges. Das ist natürlich mit einem höheren Aufwand verbunden. So sind in der Regel Änderungen an der Abgasanlage sowie den entsprechenden Angriffspunkten im Bereich der Karosserie unumgänglich. Die Änderung des Benzintanks, der aufgrund von Zulassungsvorschriften nur noch eine Maximalmenge von 15 Litern Inhalt haben darf, ist ohnehin obligatorisch. Daneben muss aufgrund der Unterbringung im Unterflurbereich, wie es **Bild 2.11** zeigt, auch eine erneute Bewertung hinsichtlich des Crashverhaltens des CNG-Fahrzeuges erfolgen.



**Bild 2.11** Anordnung des Gastanksystems im Unterboden eines quasimonovalenten CNG-Fahrzeuges

Neben den Optimierungen hinsichtlich der Materialauswahl der Gastanks werden zunehmend auch Anstrengungen unternommen, die Form der Tanks zu verändern [51] um größere Freiheitsgrade hinsichtlich der Packagegestaltung des Fahrzeuges zu erzielen. Die Designfreiheitsgrade, die mit den heute üblichen Kunststofftanks für flüssige Kraftstoffe erreicht werden, sind aber auf absehbare Zeit mit Druckgastanks nicht realisierbar.

Ein weiterer wesentlicher Aspekt bei der Entwicklung von Serienfahrzeugen für gasförmige Kraftstoffe, die in Druckbehältern gespeichert werden, ist die Notwendigkeit der Absicherung des Crashverhaltens. Um dem hohen Druck von  $> 200$  bar standzuhalten, sind die Drucktanks so formbeständig, dass im Falle eines Unfalls ein völlig geändertes Verformungsverhalten im Vergleich zum Serienfahrzeug auftritt. **Bild 2.12** zeigt diese Verformungen in der Simulation mit und ohne zusätzliche Erdgastanks im Fahrzeugheck im Bereich der Reserveradmulde.



**Bild 2.12** Simulation des Crashverhaltens beim Heckaufprall mit Druckbehältern für den Erdgasbetrieb

Wie im Teilbild 1 erkennbar, erfolgt die Absorption der Aufprallenergie ohne Gastanks in erster Linie durch unmittelbare Verformung des Heckbereiches und der Energieweiterleitung in die Längsträger. Die Teilbilder 2 bis 4 zeigen die Verformung in zeitlicher Abfolge mit Erdgastanks.



Es ist erkennbar, dass ein völlig geändertes Crash- und Verformungsverhalten auftritt, dem im vorliegenden Fall schon durch die Einbringung einer zusätzlichen Querstrebe Rechnung getragen wurde. Diese im Bild erkennbare Querverbindung verhindert das Eindringen der Gastanks in den Fahrgastraum und dient zur Weiterleitung der auftretenden Kräfte in die Fahrzeuglängsträger.

Dem Aspekt der Unfallsicherheit wird im Nachrüst- und Umrüstgeschäft von Gasfahrzeugen nur unzureichend Beachtung geschenkt. Bei der Entwicklung eines Serienfahrzeuges, das vom Fahrzeughersteller mit Produkthaftung angeboten werden muss, ist dies aber nicht zu vernachlässigen. Aus diesem Grund werden die von großen Fahrzeugherstellern als Neufahrzeuge angebotenen Erdgasfahrzeuge insbesondere hinsichtlich der Sicherheit der Tanksysteme und Einbauvarianten denselben harten Prüfungen bezüglich des Verhaltens beim Unfall unterzogen, wie die mit Benzin oder Diesel angetriebenen Fahrzeuge.

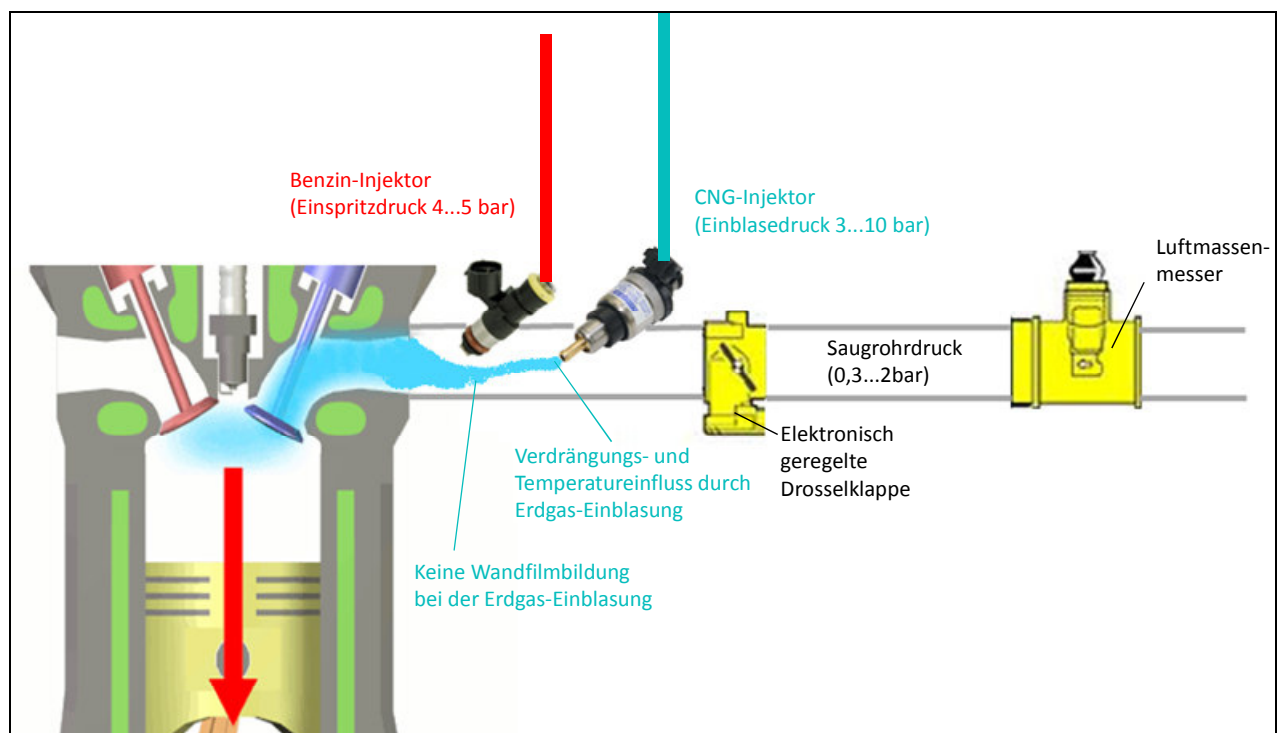
**Bild 2.13** zeigt, das Ergebnis eines durchgeführten Heck-Aufprallversuches eines Serien-CNG-Fahrzeuges, bei dem die Fahrgastzelle unversehrt ist. Das bedeutet in diesem Fall, dass die Lageveränderung der Stahltanks innerhalb der vorgeschriebenen Verformungen geblieben ist und die Aufprallenergie entsprechend absorbiert werden konnte.



**Bild 2.13** Erdgasfahrzeug nach dem Heckcrash-Versuch [53]

### 2.2.2 Gemischbildungssysteme für Erdgas

Bei den Einblasesystemen ausgeführter CNG-Fahrzeuge dominiert die Einblasung in Form von Eindüsung des Gases in das Saugrohr. Dies hat aufgrund des geringeren Gemischheizwertes von Erdgas-Luftgemischen einen Leistungsverlust zur Folge, der bis zu 15 % gegenüber dem Benzinbetrieb betragen kann. Die Direkteinblasung von Erdgas in den Brennraum wird zurzeit noch untersucht z.B. in [55], [56]. Problematisch ist hierbei, dass aufgrund des höheren notwendigen Einblasedruckes eine geringere Reichweite einhergeht (Restdruck im Tank), bzw. um dem Reichweitennachteil entgegenzuwirken ein hoher Energieaufwand für eine Druckerhöhung des Erdgases an Bord des Fahrzeuges notwendig ist. Auf die Vor- und Nachteile der direkten Einblasung von Erdgas in den Brennraum wird im Abschnitt 4.1 näher eingegangen.

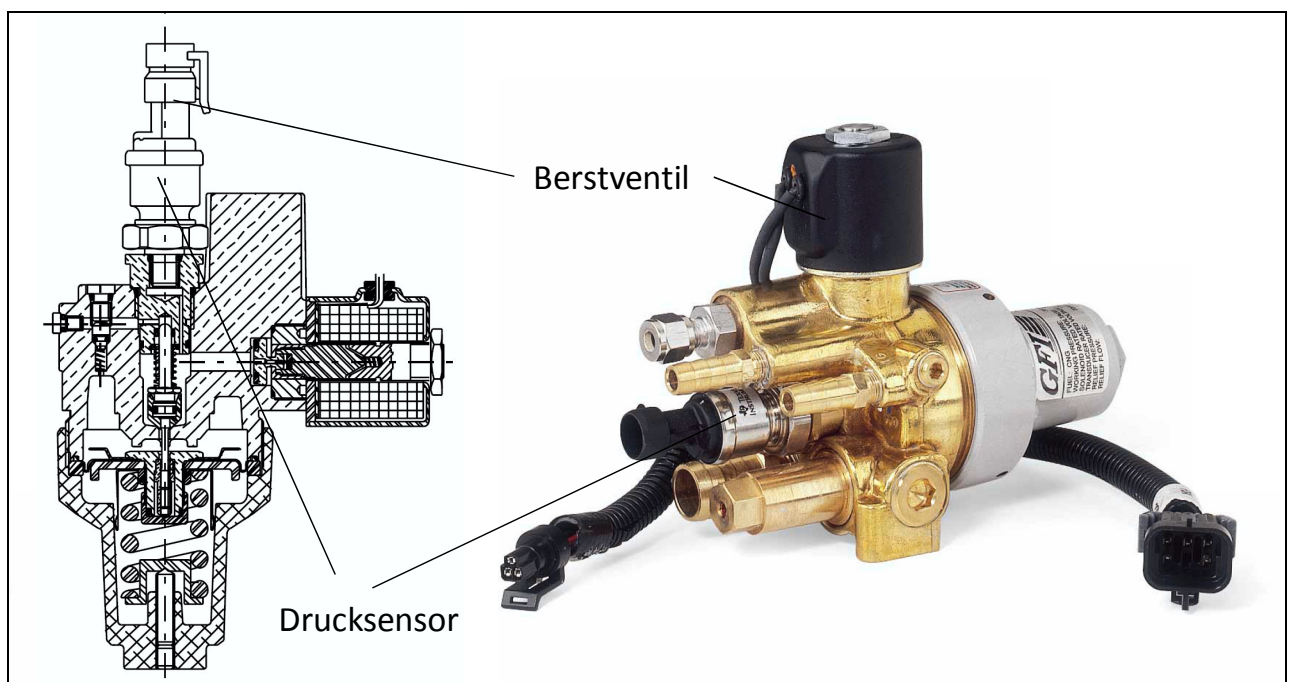


**Bild 2.14** Schematische Darstellung der Gemischbildung von Erdgas im Saugrohr

Die Einblasung des Erdgas-Luftgemisches in das Saugrohr erfolgt nach dem Schema im **Bild 2.14**, wobei zunächst der in den Gastanks vorhandene Druck mit einem Druckregler auf ein Druckniveau von 3...10 bar geregelt wird. Das Druckniveau hängt in erster Linie von den verwendeten Injektoren (Auslegung der Hersteller auf bestimmte Gasdrücke) ab.

Bei den Druckreglern kommen heute fast ausschließlich mechanisch geregelte Typen zum Einsatz (**Bild 2.15**). Elektrisch gesteuerte Druckregler sind derzeit nur vereinzelt im

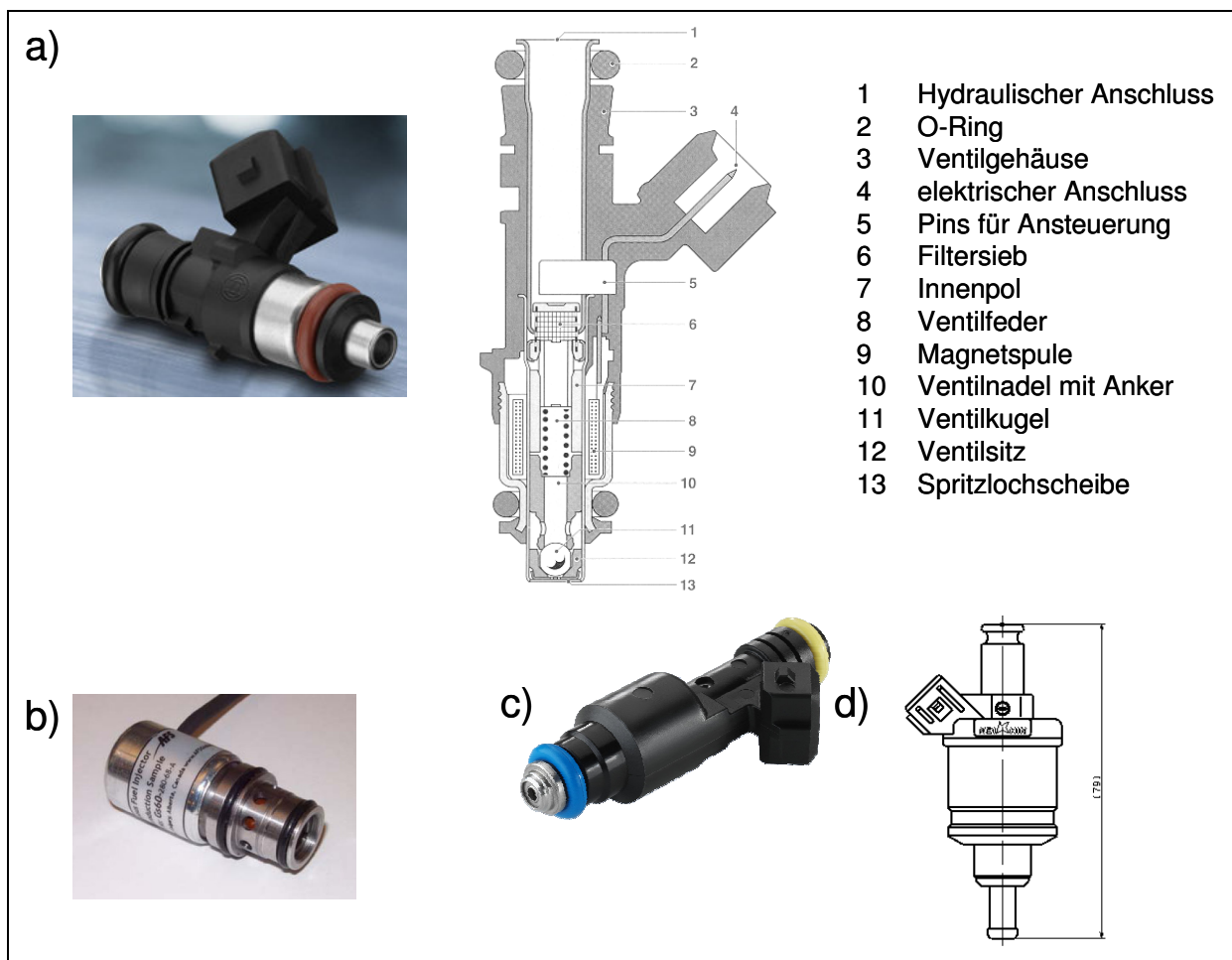
Serieneinsatz zu finden. Vorteilhaft hierbei ist die Möglichkeit, einen variablen Einblasedruck zur Optimierung des CNG-Brennverfahrens nutzen zu können [58]. Beim erstmaligen Serieneinsatz eines elektrischen Druckreglers im VW Passat 1,4l TFSI-CNG wurde der Einblasedruck entsprechend variiert und die höhere Regelgüte des elektrischen Reglers als positive Eigenschaft bewertet. Beachten muss man bei der Abstimmung des Gaseinblasesystems, dass zur ordnungsgemäßen Funktion mechanischer Druckregler stets eine gewisse Druckdifferenz zwischen dem Regelbereich und dem Flaschendruck vorhanden sein muss, so dass ein niedriger Regeldruck die Reichweite von Erdgasfahrzeugen ebenfalls erhöht.



**Bild 2.15** Mechanische Fahrzeugdruckregler für Erdgas (Druckregelbereich 2,5 bis 20 bar) nach [57]

Aufgrund der geringen Stückzahl wurden zu Beginn der Entwicklung von Erdgasfahrzeugen keine speziellen Einspritzinjektoren für die Einblasung von Erdgas verwendet. Es handelte sich hierbei in der Regel um Injektoren, die für den Benzinbetrieb ausgelegt waren und die unverändert für den Erdgasbetrieb verwendet wurden. Es erfolgte lediglich eine Auswahl hinsichtlich der Einblasmenge und dem daraus resultierenden Düsenquerschnitt für den gasförmigen Kraftstoff. Unter dem Gesichtspunkt einer Serienfertigung und den daraus resultierenden Anforderungen hinsichtlich der Dauerstabilität des Einblasevorganges ist ein derartiges Vorgehen nicht vertretbar. Problematisch hinsichtlich der Dauerfestigkeit von CNG-Injektoren sind zum einen die tribologischen Verhältnisse zwischen Düsennadel und Nadelsitz.

Diese sind für den flüssigen Kraftstoff optimiert, bei gasförmigen Kraftstoffen führt dies zu einem erhöhten Verschleiß, der zu unpräziseren Öffnungsverhalten des Injektors, bis hin zur Undichtheit führen kann. Für serienmäßige CNG-Injektoren, wie sie im **Bild 2.16** dargestellt sind, erfolgen aus diesem Grunde Änderungen in den Materialpaarungen (analog zu den ähnlich beanspruchten Ventilsitzen im Verbrennungsmotor, Abschnitt 2.2.4), um die Dauerhaltbarkeit zu gewährleisten. Berücksichtigen muss man bei der Injektorentwicklung, dass CNG-Fahrzeuge einen begrenzten Aktionsradius haben und nur bestimmte Tankstellen aufsuchen. Dies führt zu spezifischen Problemen, die bei Fahrzeugen mit flüssigem Kraftstoff völlig unbekannt sind. So spielt der durch die Kompressoren an den Tankstellen eingebrachte Schmierstoff nicht nur aus tribologischer Sicht (positiv) eine Rolle. Negativ wirkt sich aus, dass dies bei den CNG-Injektoren zum Verkleben führen kann, woraus wiederum Ungenauigkeiten beim Einspritztiming oder auch der Ausfall des Injektors die Folge sein können.

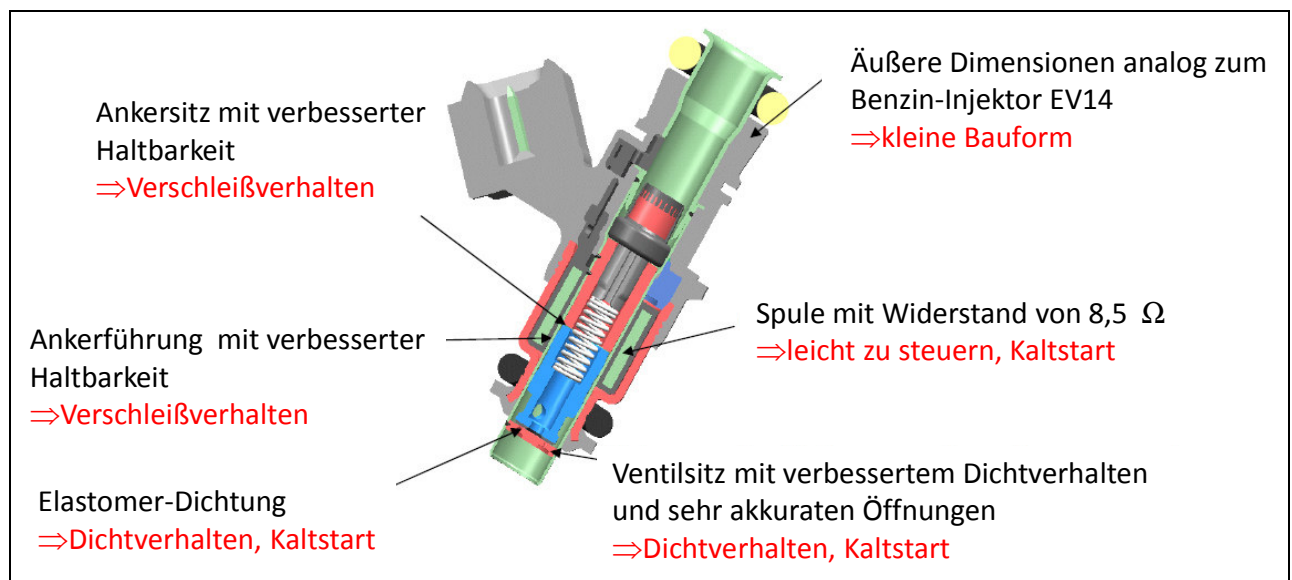


**Bild 2.16** Bauformen von CNG-Injektoren verschiedener Hersteller

a) Bosch, b) AFS c) Siemens d) Keihin [59], [60], [61], [62]

Aufgrund der Tatsache, dass die Betankung sehr häufig immer an derselben Tankstelle durchgeführt wird, kommt es zu stark unterschiedlichen Verschleiß- und Ausfallverhalten der Komponenten in Abhängigkeit vom Öleintrag in den Kraftstoff durch die Kompressoren der Gastankstelle.

Die **Abbildung 2.17** zeigt exemplarisch die notwendigen Änderungen an einem CNG-Injektor für die Erstausrüstung eines Erdgasfahrzeuges. Besonderes Augenmerk wurde hierbei auf die Haltbarkeit aller gasführenden Teile gelegt und es ist gelungen diesen Injektor besonders kompakt zu gestalten, was aufgrund der größeren Durchflussraten für Erdgas nicht selbstverständlich ist.

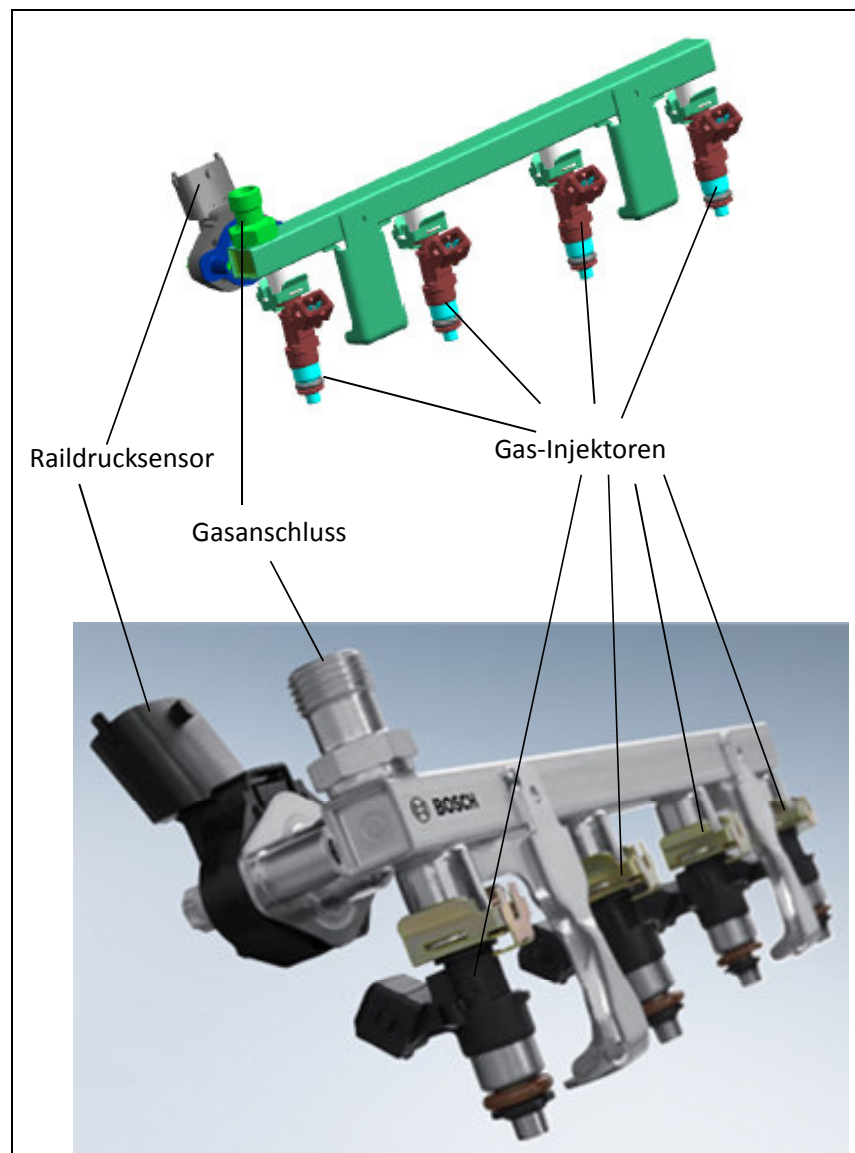


**Bild 2.17** Änderungen am NGI2-Injektor der Fa. Bosch im Vergleich zum Benzin-Injektor nach [63]

Neben der Optimierung der Einspritzinjektoren spielt auch die Platzierung im Saugrohr eine nicht zu unterschätzende Rolle bei der Verfahrensentwicklung. Normalerweise ist die Saugrohrgeometrie für die Benzineinspritzung hinsichtlich der Positionierung der Injektoren im Hinblick auf die Vorlagerungs- und Wandfilmproblematik optimiert. Das bedeutet, dass bei der Zumengung des flüssigen Kraftstoffes durch die Motorsteuerung im Instationärfall auch die an der Wand haftenden Kraftstoffmoleküle mit berücksichtigt werden müssen. Um dies zu vermeiden wird versucht, diesen Wandfilm möglichst gering zu halten. Sollen nun zusätzlich CNG-Injektoren in das Saugrohr eingebracht werden, so ergeben sich Probleme. Zum einen muss bei einer Serienlösung das Gasrail der ECE-R 110 (Komponentenanforderungen für Gasfahrzeuge) entsprechen (**Bild 2.18**).



Interessanterweise handelt es sich bei der im Bild oben dargestellten Verteilerleiste um das Prototypenteil für ein Konzeptfahrzeug. Die unten dargestellte Rail ist das für das Serienfahrzeug produzierte Teil – Änderungen sind nur an den Befestigungen zu erkennen, was im Rahmen der Serienerprobung als Schwachstelle diagnostiziert wurde.

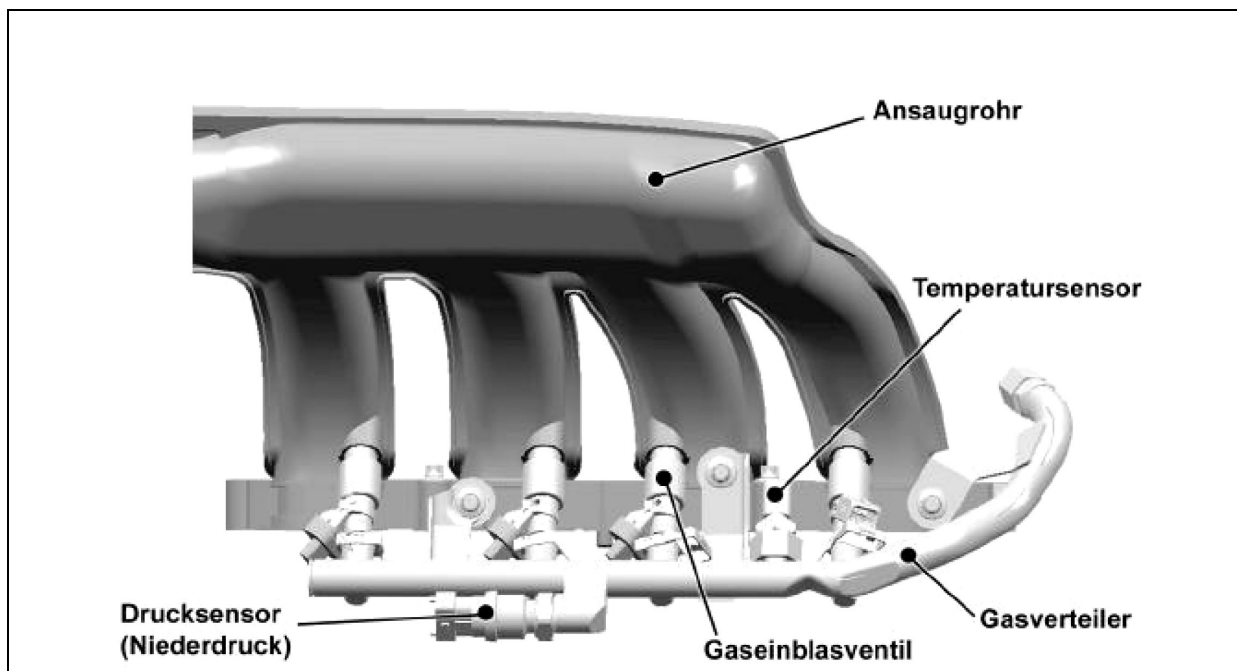


**Bild 2.18** Für den Gasbetrieb optimierte CNG-Gasverteilerleiste mit CNG-Injektoren, unter Verwendung von [64]

In der Regel ist aber kein Platz für eine günstige Positionierung der CNG-Injektoren und des Gasversorgungsrails, da in dem geeigneten Saugrohrbereich bereits die Benzininjektoren installiert sind. Dies führt zu Kompromissen in der Anordnung des Einspritzsystems für den gasförmigen Kraftstoff. Hinsichtlich der Wandfilmeinflüsse ist ein gasförmiger Kraftstoff zwar

als unproblematisch anzusehen, trotzdem ist auch die Gemischbildung (Durchmischung mit der Verbrennungsluft) eines Erdgas-Luftgemisches nicht so einfach, wie man sich dies angesichts der gasförmigen Aufbereitung des Kraftstoffes vorstellt (siehe auch Abschnitt 4.1).

Im Bereich der CNG-Umrüstung findet man häufig Lösungen, bei denen aus Gründen des Package, in einem Bereich des Motorraumes ein zentrales Gasrail mit Injektoren angebracht wird, von dem aus dann die Gasversorgung in den einzelnen Saugrohrarmen über Schläuche erfolgt. Das ist aus Gründen des Instationärverhaltens abzulehnen, da die Gasgeschwindigkeit in den Schläuchen aufgrund des geringen Einblasedruckes relativ langsam ist, so dass bei einer Lastanforderung bzw. Lastwegnahme es zwangsläufig zu ungewollten Abweichungen im Verbrennungsluftverhältnis und zu verzögertem Ansprechverhalten des Motors kommt.



**Bild 2.19** CNG-Gasverteilerleiste und Injektoren im Saugrohr eines bivalenten CNG-Fahrzeuges, Ansicht von unten – Benzininjektoren oben (nicht sichtbar) [53]

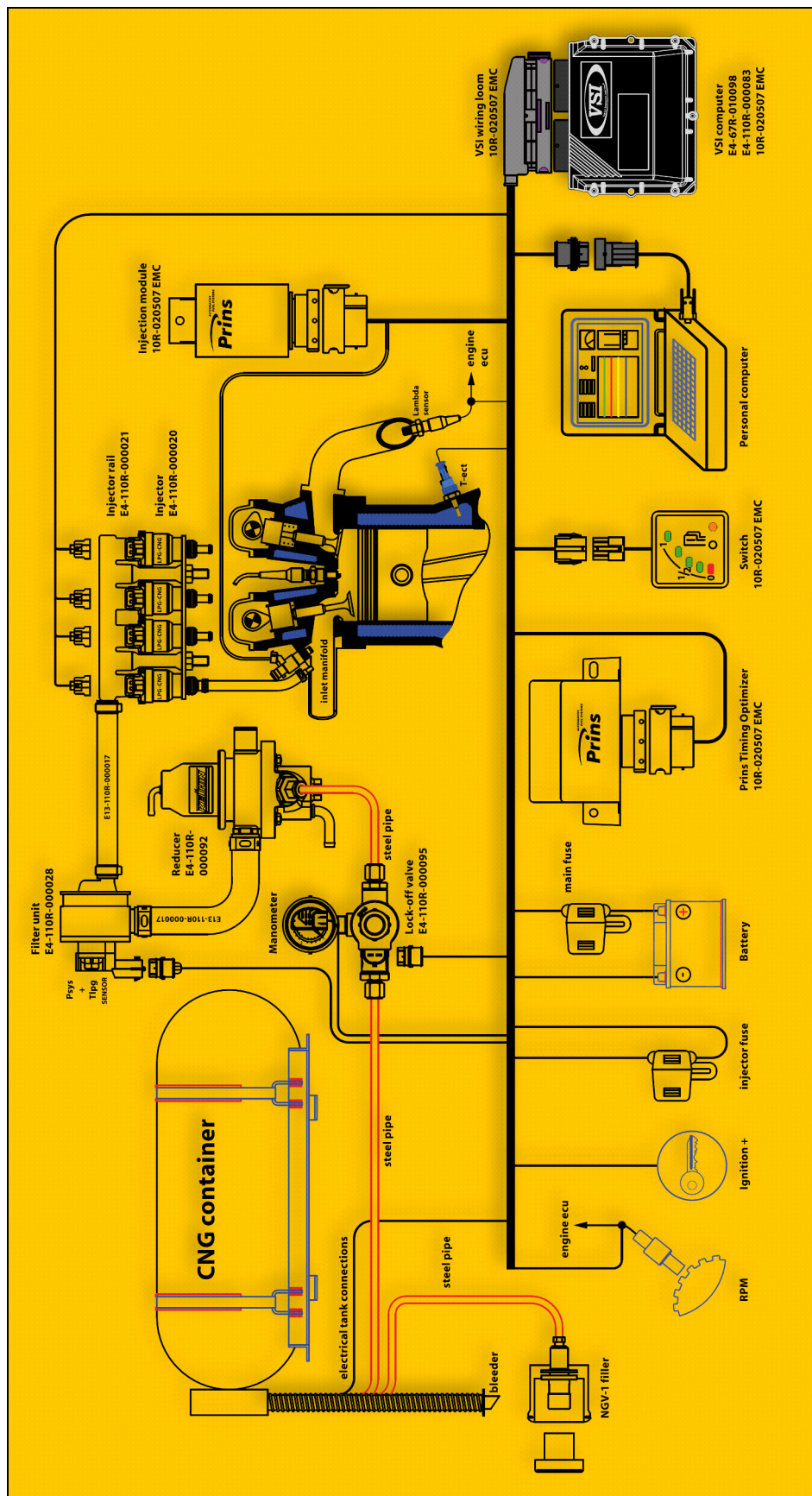
Aus dem **Bild 2.19** ist ersichtlich, welcher Aufwand notwendig ist, um im Rahmen der gegebenen Platzverhältnisse das Versorgungsrail und die Injektoren für die CNG-Einblasung zusätzlich zu den Benzininjektoren im Saugrohr zu platzieren. Im gewählten Fall, wurden im Gegensatz zu den Benzininjektoren, die Gasinjektoren auf der Saugrohrunterseite angebracht, was aufgrund der Saugrohrkrümmung zur Ausbildung eines Strahles entgegen der Ansaugrichtung im Kanal führt. Hierbei kam es bei dem kurzen Saugrohr zu Problemen der Gleichverteilung des Kraftstoffes auf die Zylinder.

### 2.2.3 Motorsteuerung für den Erdgasbetrieb

Bei der Motorsteuerung geht mit der Entwicklung serienmäßiger CNG-Fahrzeuge der Trend zu eigens entwickelten Motormanagementsystemen, die auf die speziellen Anforderungen des CNG-Antriebs abgestimmt sind.

Bei der Fahrzeugnachrüstung sind bis heute so genannte add-on-Lösungen für die gas-spezifischen Steuerungssysteme üblich, ein Beispiel zeigt **Bild 2.20**. Hier übernimmt die eigentlichen Motorsteuerungsaufgaben die serienmäßige ECU (Electronic Control Unit – Motorsteuerung). Sie wird durch ein spezielles Gassteuerteil, gegebenenfalls mit Ansteuerboxen für die Gasinjektoren ergänzt. Im Zusatzsteuerteil erfolgt lediglich eine Änderung der von der serienmäßigen ECU-vorgegebenen Düsenöffnungszeiten bzw. Zündsignale. Bei Gasbetrieb werden darüber hinaus in diesem System die Komponenten der Gasanlage, wie z.B. die Um- und Abschalteinrichtungen überwacht und angesteuert.

Der größte Nachteil dieser add-on-Lösungen ist, dass eine eigenständige Applikation, d.h. eine Optimierung und Abstimmung auf den Kraftstoff CNG hiermit nicht möglich ist und somit sich der Einsatz nur auf bivalente Fahrzeuge ohne Optimierungen des Brennverfahrens beim Gasbetrieb beschränkt. Auch die EOBD-Anforderungen werden hiermit in der Regel nur unzureichend erfüllt. Normalerweise ist ein enormer Aufwand erforderlich, sämtliche für das Emissionsverhalten relevanten Systeme über die Nutzungsdauer des Fahrzeuges zu überwachen. Wesentliche Bestandteile der Motorsteuerung, aber auch der elektronischen On-Board-Überwachung bilden hierbei die Lambdasonden. So werden im Gasbetrieb zum Teil die Informationen der Sonden ersetzt und modifiziert. In der Regel sind heute mindestens zwei dieser Sensoren im Fahrzeug eingesetzt, wobei die Sonde vor dem Katalysator als Regelsonde für das Gemischbildungssystem fungiert und die Sonde nach dem Katalysator zur Überwachung des Konvertierungsverhaltens dient. Stark vereinfacht beschrieben, wird das Umwandlungsverhalten des Katalysators über die Größe Sauerstoffspeicherfähigkeit optimiert. Durch ein exakt abzustimmendes Schwingverhalten (sogenannte Zwangsanregung) wird dafür gesorgt, dass entsprechend der bestmöglichen Umwandlung der Motor im Wechsel fett und mager betrieben wird (Fettbetrieb zur Regeneration von  $\text{NO}_x$  und Magerbetrieb zur Oxidation von CO und HC). Wenn nun in dieses Regel- und Überwachungssystem eingegriffen wird (einfache Änderung der Einspritzzeit, ohne Neuapplikation der Zwangsanregung), ist die optimale Umwandlung im Katalysator nicht dauerhaft gegeben, insbesondere, da die Größe Sauerstoffspeicherfähigkeit von der Alterung des Monolithen abhängt.



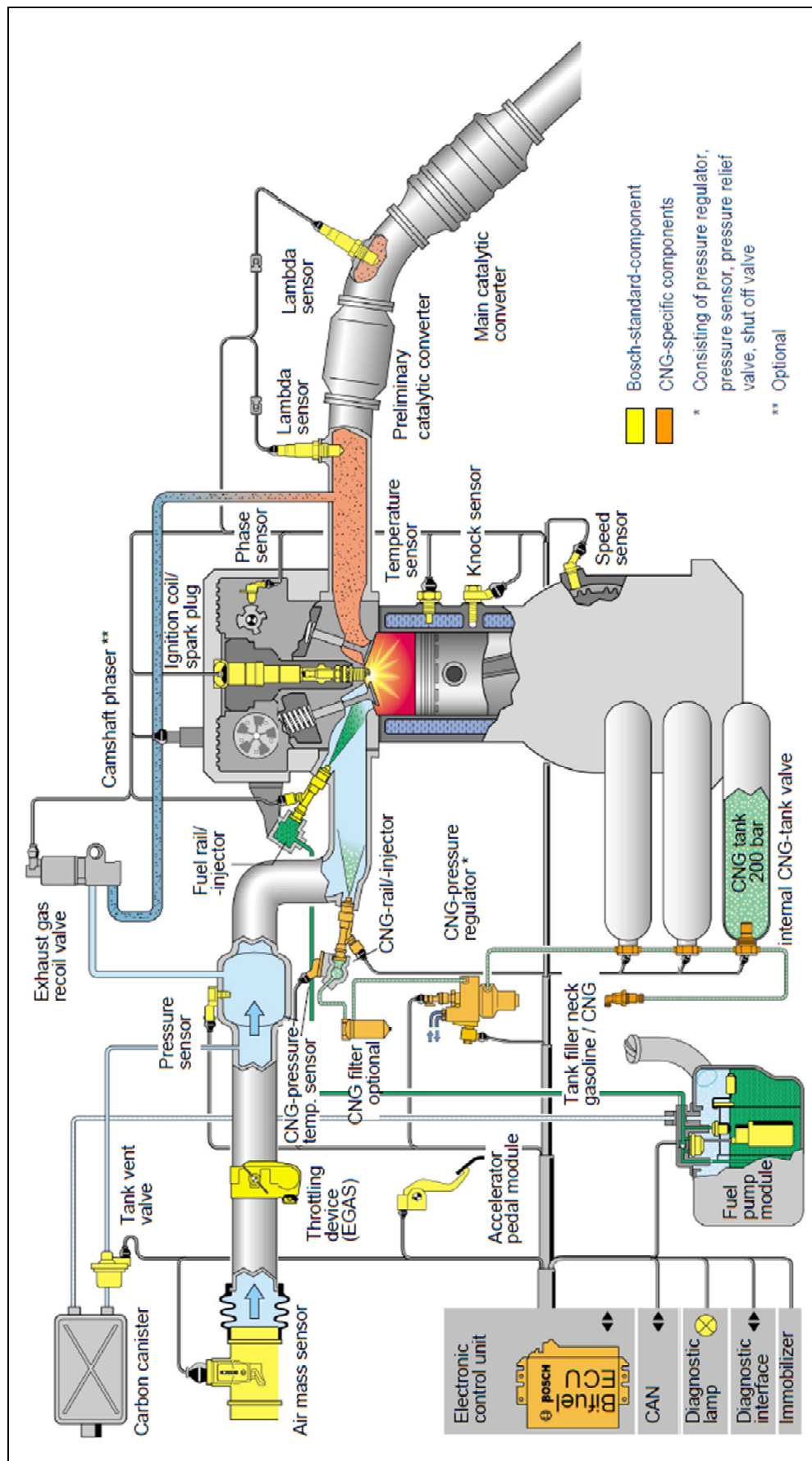
**Bild 2.20** add on-CNG-Motorsteuerung für die Nachrüstung eines Fahrzeuges mit fremd-gezündetem Motor [64]

Bei quasimonovalenten Fahrzeugen, bei denen die Applikation auf den Kraftstoff Erdgas erfolgt, sind derartige Lösungen nicht mehr verwendbar. Aus diesem Grund wurden bei den Zulieferern von Motorsteuerungen neue Systeme zur gleichzeitigen Ansteuerung von flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen entwickelt, die unter anderen die Vorschriften hinsichtlich der On board-Diagnose erfüllen.

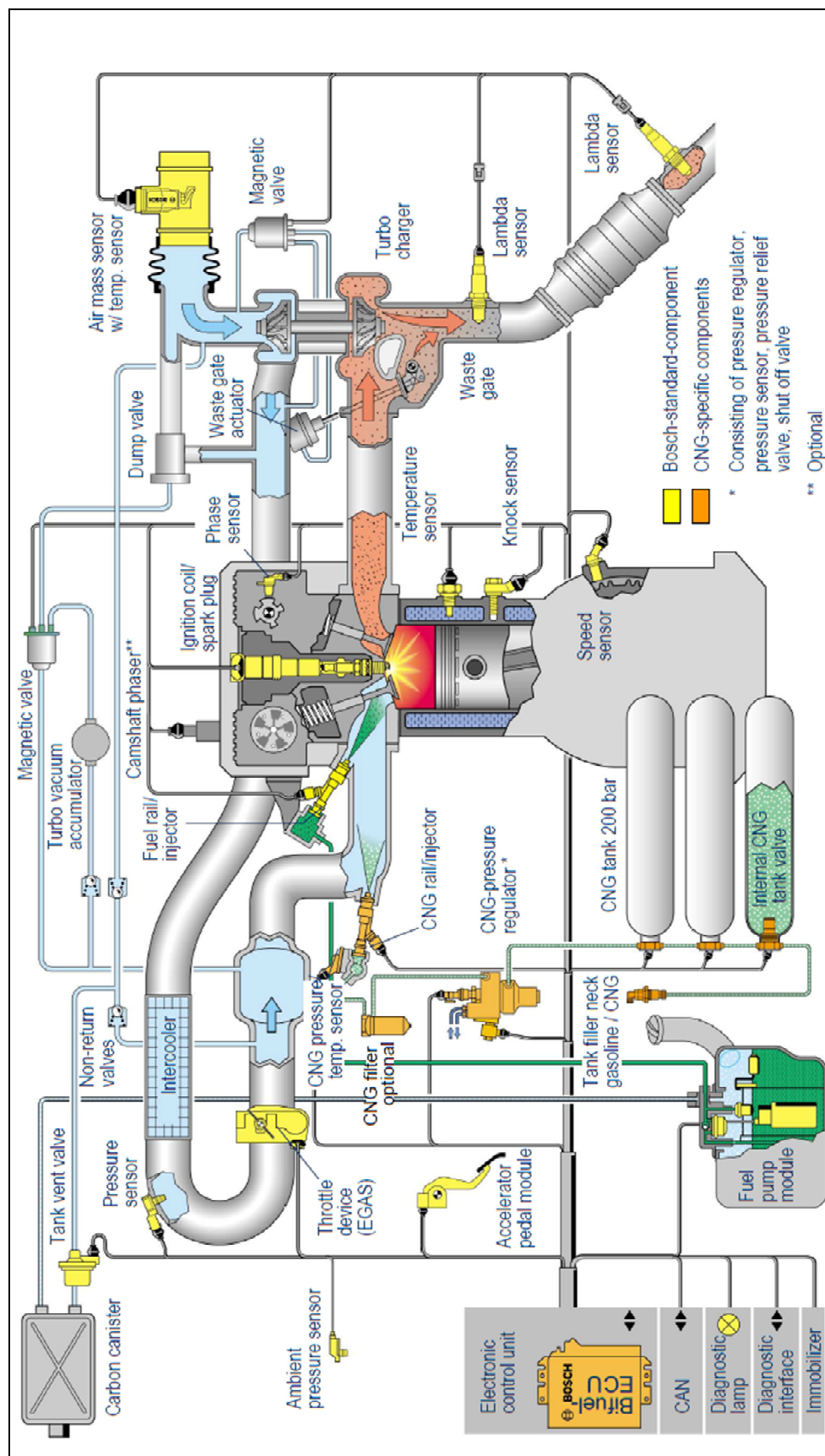
Neben den in den **Bildern 2.21** und **2.22** gezeigten Anforderungen an Motormanagementsysteme, die in einem Steuerteil sämtliche Regelungsfunktionen für den Betrieb des Verbrennungsmotors sowohl im Gas, als auch im Benzinbetrieb enthalten, werden auch Systeme angeboten, die in Form einer Master-Slave-Anordnung ein zweites Steuerteil für den Gasbetrieb besitzen. Für die Verwendung der Master-Slave-Bauweise gibt es eine Reihe von Ursachen. Zum einen benötigt die konsequente Auslegung auf den Kraftstoff Gas eine Doppelung aller relevanten Funktionen und Kennfelder, einmal für den Benzin- und einmal für den Gasbetrieb. Dies führt schnell zum Erreichen von Grenzen in den Hardwarekomponenten, insbesondere wenn es sich um ein komplexes Steuersystem für aufgeladene Motoren handelt. Die Ausweitung der Hardware und Integration in einem Steuerteil ist prinzipiell möglich, hat aber Nachteile bezüglich einer kostengünstigen Produktion. So ist es prinzipiell günstiger ein einheitliches Master-Steuerteil z.B. für alle angebotenen Benzinfahrzeugvarianten zu konfigurieren und zu produzieren. Für den Nischenmarkt Gasfahrzeug wird dann über speziell vorher definierte Schnittstellen ein Slave-Gassteuerteil zum bestehenden System integriert. In diesem Slave-Steuerteil erfolgt nicht nur die Ansteuerung der Gasinjektoren, sondern es erfolgt eine komplette Überwachung und Regelung des Gasbetriebes, einschließlich Sicherheitsfunktionen bezüglich der Gastanks.

Ein solches System ist in **Bild 2.23** dargestellt und sollte nicht mit den add on –Lösungen aus dem Umrüstsektor verwechselt werden. Wie bereits erwähnt stammen diese Systeme von Zulieferern der Serienausrüstung der Kraftfahrzeuge. So können diese auf sämtliche Inhalte der CAN-Protokolle zurückgreifen und eine zielgerichtete Kommunikation zwischen der Benzin- und der Gasmotorsteuerung ermöglichen. Auch die Programmierung von Diagnosemöglichkeiten zur Erkennung von Fehlern im Gassystem durch einen so genannten Werkstatttester wird möglich.



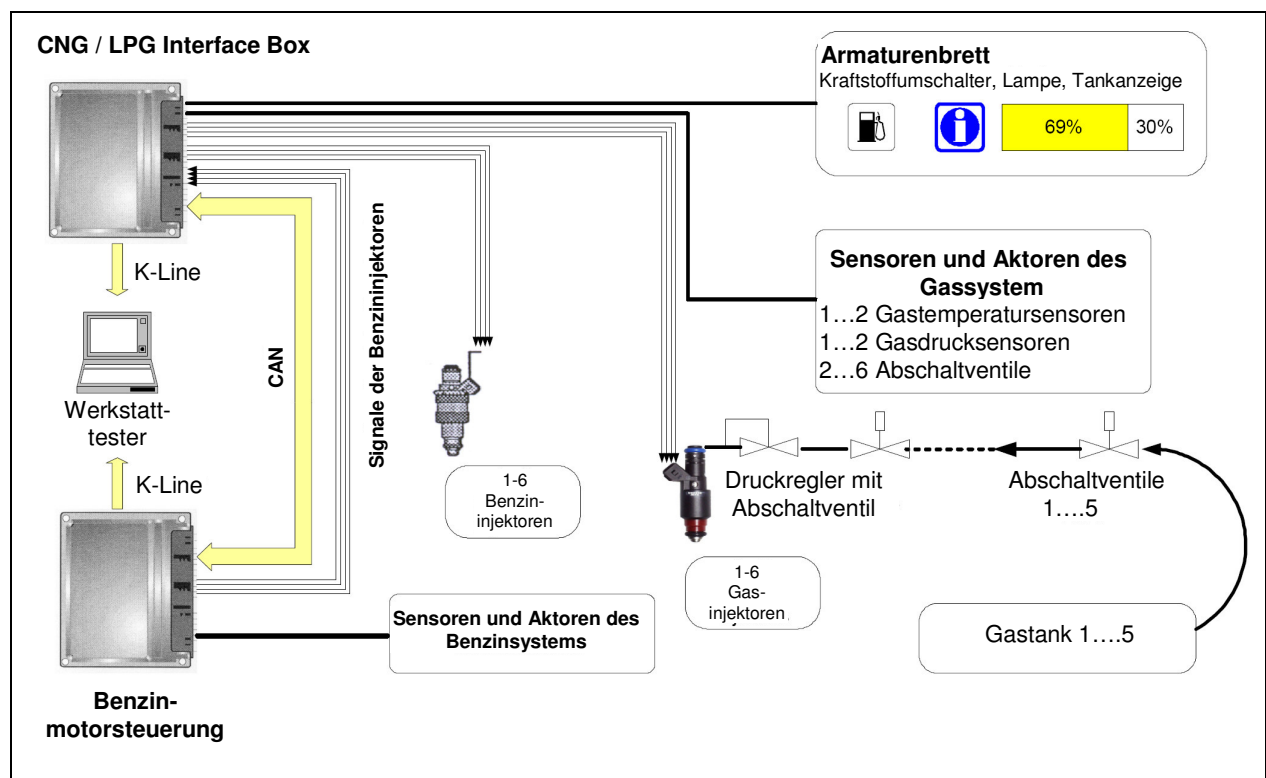


**Bild 2.21** Motorsteuerungssystem „Bifuel-Motronic“ für Benzin-CNG-Fahrzeuge [63], [65]



**Bild 2.22** Motorsteuerungssystem „Bifuel-Motronic“ für Benzin-CNG-Fahrzeuge mit Abgasturboaufladung [65]

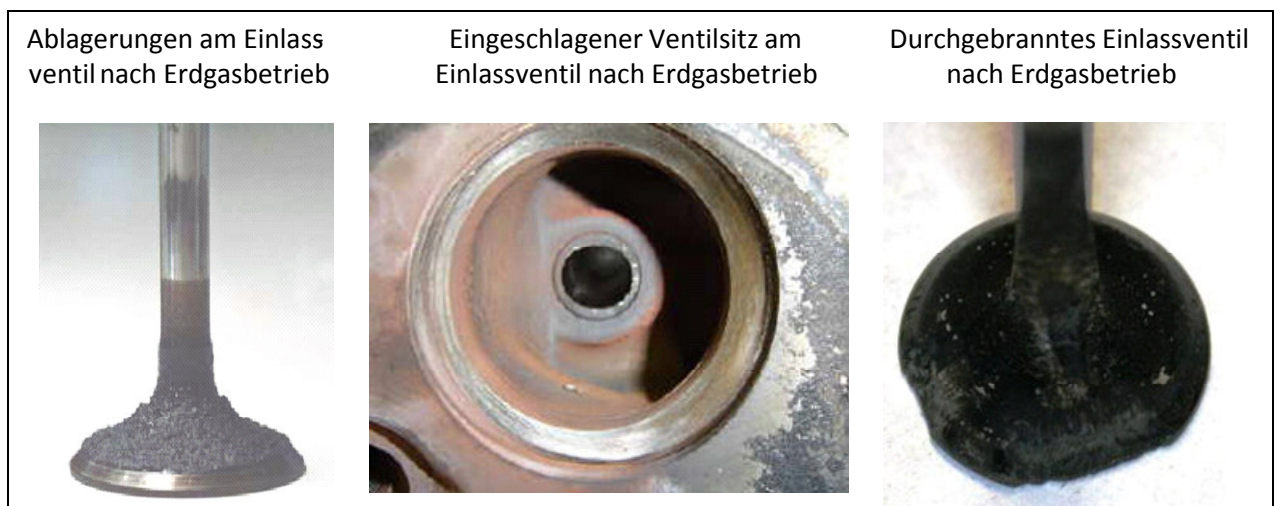
Eine erstrebenswerte Lösung für ein in größeren Stückzahlen gebautes Gasfahrzeug ist die Integration sämtlicher Steuerungs- und Regelungsalgorithmen in ein einziges Steuerteil. Für den zur Zeit existierenden Fertigungsstand, dass große Stückzahlen benzingetriebener Fahrzeuge produziert werden und nur eine geringe Anzahl mit Bifuel-Gasantrieb stellt die Lösung mit zwei Steuerteilen und der Kommunikation über CAN eine kostengünstige Lösung dar, die die volle Funktionalität sicherstellt. Neben den erwähnten Produktionskostenvorteilen ist auch ein geringerer Aufwand im Bereich der Funktionsentwicklung und Applikation notwendig. Der Grund ist darin zu sehen, dass der Aufwand für die Einbindung der klassischen Motorsteuerungsfunktionen im Vergleich zur Bifuel-Motronic relativ gering ist, wobei es bei der Implementierung der EOBD-Funktionen keine Unterschiede zwischen Ein- und Zweisteuersystem gibt [66].



**Bild 2.23** Zwei-Steuergerätesystem für bivalente Benzin-Gasfahrzeuge der Fa. Siemens VDO [66]

### 2.2.4 Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotors im Erdgasbetrieb

Bei umgerüsteten Gasfahrzeugen erfolgen in der Regel keine Änderungen an den mechanischen Bauteilen des Verbrennungsmotors. Es wird davon ausgegangen, dass die Umstellung auf den Gasbetrieb keine negativen Folgen hinsichtlich der Dauerhaltbarkeit des Aggregates nach sich zieht, was aber nicht der Fall ist. Zum einen bewirkt die Umstellung auf die gasförmige Einblasung des Kraftstoffes Unterschiede im Bereich tribologischer Paarungen, die zuvor in Kontakt mit einem Gemisch aus Luft und flüssigem Kraftstoff waren. Zum anderen sind aufgrund des unterschiedlichen Brennverhaltens auch unterschiedliche thermische Belastungen vorhanden, die zu entsprechend höherem Verschleiß oder gar zum Ausfall des Triebwerks führen können.

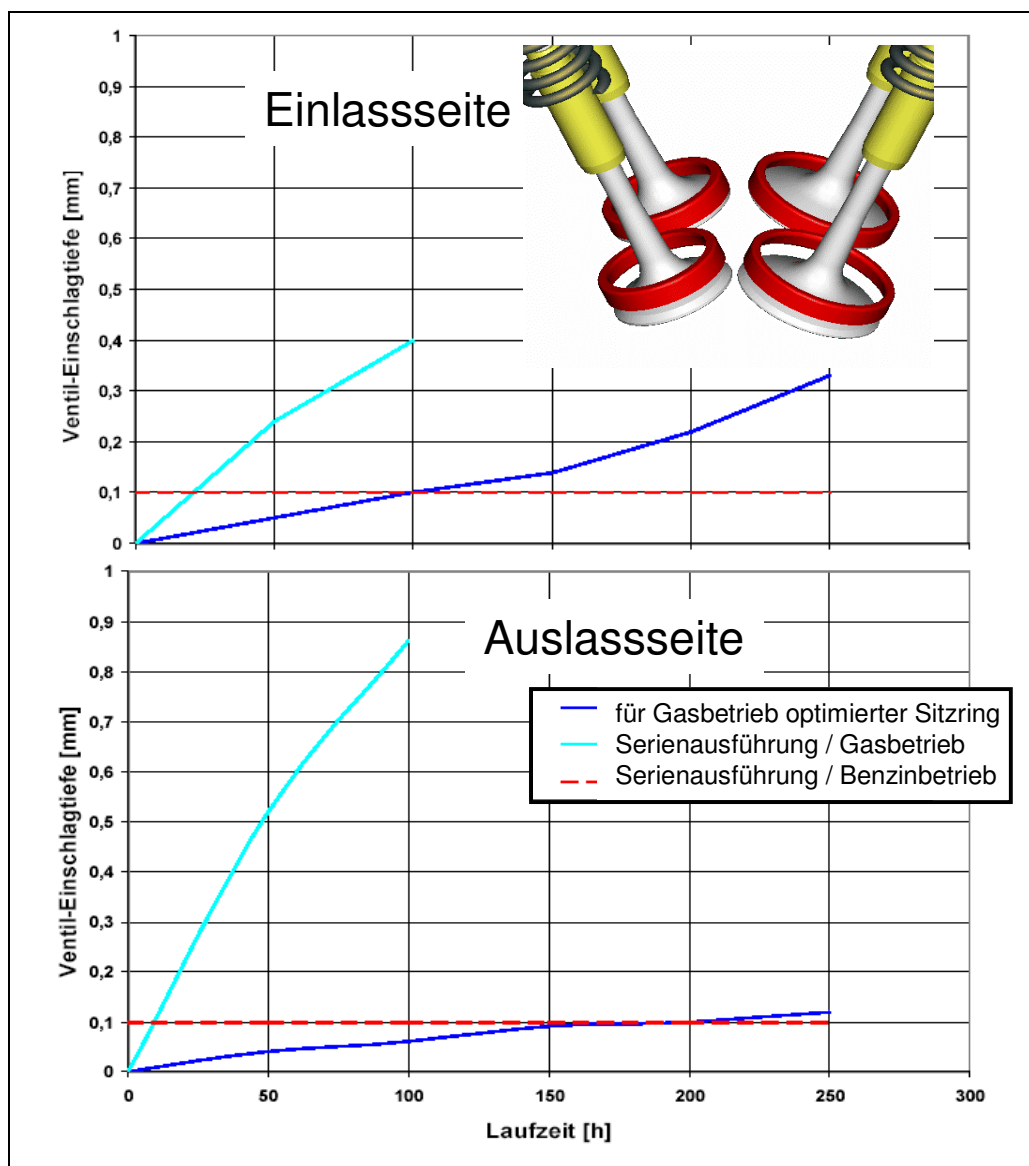


**Bild 2.24** Schäden am Ventiltrieb eines Ottomotors im Gasbetrieb (unter Verwendung von [67], [68])

Aus diesem Grund müssen im Rahmen der Serienentwicklung von Gasfahrzeugen die Unterschiede zwischen Benzin- und Gasbetrieb beachtet werden, um ein hohes Maß von Ausfallsicherheit über der Lebensdauer des Fahrzeuges zu gewähren. Ein wesentlicher Unterschied ist, dass bei gasförmigen Kraftstoffen kein Kraftstofffilm im Saugrohr vorhanden ist. Der flüssige Kraftstoff sorgt auch aufgrund der üblichen Vorlagerung der Einspritzung vor dem Öffnen des Einlassventiles dafür, dass Partikel, wie sie z.B. aus den Ölrückständen im Blowby stammen, kontinuierlich im Kanal und auf dem Ventilteller abgewaschen werden. Des Weiteren verdampft der flüssige Kraftstoff auf dem Einlassventil. Dabei wird der Umgebung Wärme in Höhe der Verdampfungsenthalpie entzogen, wodurch ein Kühleffekt einhergeht. Im

Gasbetrieb ist dieser flüssige Kraftstoff im Saugrohr nicht vorhanden und es kommt zu deutlich höheren Temperaturen und entsprechender Belagbildung im Bereich des Einlasskanales, ähnlich wie bei direkteinspritzenden Ottomotoren (**Bild 2.24**).

Durch geeignete Auswahl der Schmierstoffe und entsprechende applikative Maßnahmen, wie z.B. eine Verringerung der Ventilüberschneidung kann dieser Belagbildung entgegengewirkt werden. Verbesserungen am Blowby-System hinsichtlich eines verbesserten Abscheidegrades des Schmieröles aus den rückgeführten Kurbelgehäusegasen wirken sich hier ebenfalls positiv aus.



**Bild 2.25** Verschleiß des Ventilsitzes bei Gasbetrieb durch geänderte tribologische Verhältnisse



Darüber hinaus wirkt sich der fehlende flüssige Kraftstoff auch unmittelbar auf das tribologische Verhalten der Paarung Ventilsitzring/Ventil aus, was sich in erhöhtem Verschleißverhalten gegenüber dem Benzinbetrieb äußert. Wie aus **Bild 2.25** erkennbar, ist der Verschleiß an den Sitzringen so hoch, dass es schon nach wenigen Betriebsstunden im Gasbetrieb dazu kommen kann, dass die Ventile undicht werden. Das ist der Fall, wenn die Ausgleichsmöglichkeiten der hydraulischen Ventilspielausgleichselemente überschritten werden. Somit ist es bei einer Serienentwicklung eines Gasantriebs unbedingt erforderlich, die Paarung Ventilsitzring/Ventil tribologisch zu optimieren und für den Gasbetrieb geeignete Ventilsitze zu verwenden.

**Tabelle 2** Auswirkungen des Erdgasbetriebs auf mechanische Komponenten

Unterschiede im Gasbetrieb	Auswirkungen	Schadensmechanismus / Ausfallerscheinung
Erhöhte Brennraumtemperaturen durch unterschiedlichen Brennverlauf	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Thermospannungen</li> <li>- Ausdehnungsverhalten der Paarung Kolben / Kolbenringe / Zylinder</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Risse im Bereich Ventilsteg des Zylinderkopfes</li> <li>- erhöhter Ölverbrauch im Gasbetrieb</li> </ul>
Änderung der Tribologie der Paarung Ventil / Ventilsitzring Erhöhte Temperaturen (fehlende Verdampfung)	- Erhöhtes Verschleißverhalten	<ul style="list-style-type: none"> <li>- eingeschlagene Ventilsitze</li> <li>- Undichtigkeit der Ventile bis hin zum offenstehenden Ventil</li> <li>- eingebrannte Ventilteller</li> </ul>
Fehlender flüssiger Kraftstoff im Saugrohr	- Verkokung der Kanäle und der Einlassventile	- Änderung der Strömungseigenschaften im Einlasskanal bis hin zu verringertem Liefergrad
Unterschiede im Blowby-System (kein flüssiger Kraftstoff)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bildung von Ablagerung</li> <li>- geringere Wirksamkeit des Entlüftungssystems</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- schlechtere Entlüftung des Kurbelgehäuses</li> <li>- erhöhter Ölverbrauch</li> </ul>

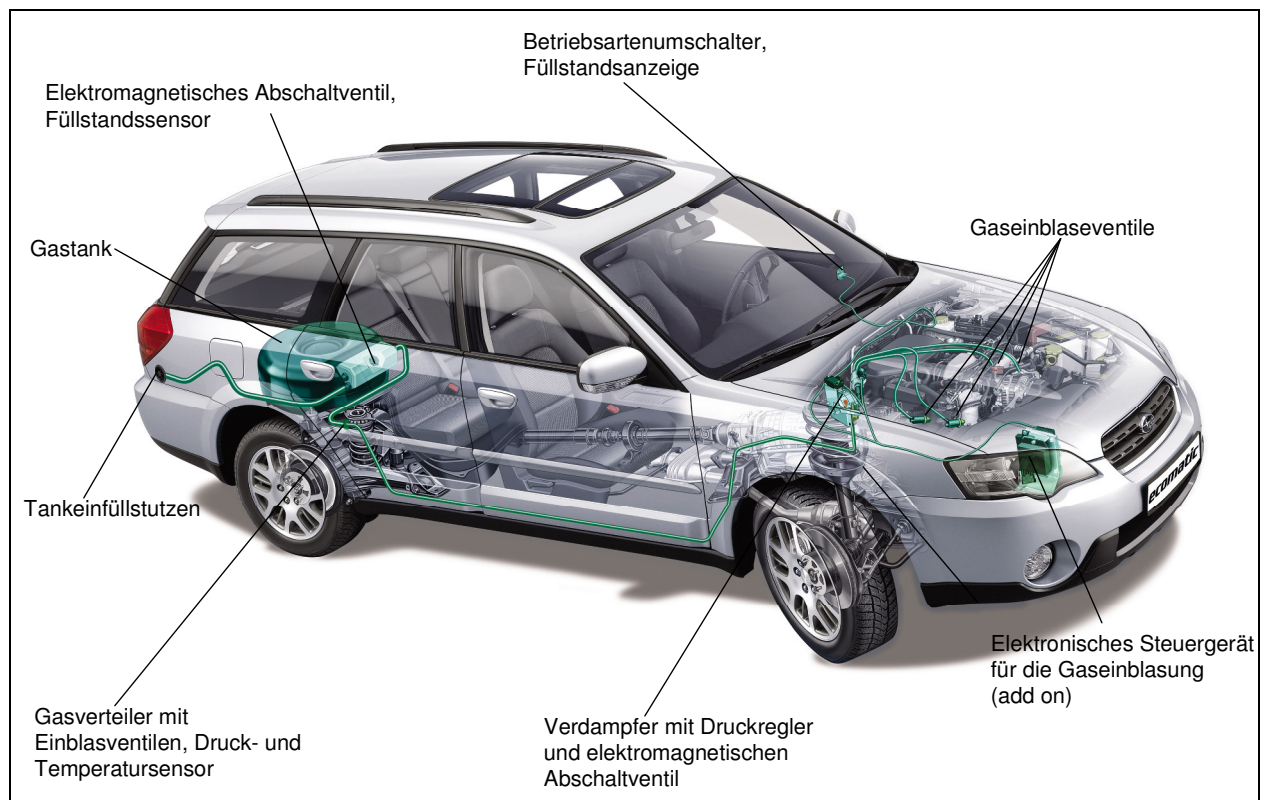
Nicht zu unterschätzen ist auch der geänderte Brennverlauf im Gasbetrieb. Insbesondere, wenn die Eigenschaften des gasförmigen Kraftstoffes, wie die verbesserte Klopfestigkeit ausgenutzt werden, kann es zu erhöhten thermischen Beanspruchungen im Bereich Zündkerze, Brennraum und Ventilen kommen. Das kann auch dazu führen, dass der Ölverbrauch zunimmt, da sich das Ausdehnungsverhalten des Kolbens ändert und somit auch das Dichtverhalten der Kolbenringe beeinflusst wird. Darüber hinaus führen die höheren Temperaturen auch zu erhöhten Thermospannungen im Bereich des Zylinderkopfes, was die Rissgefahr erhöht.

Das Ausdehnungsverhalten des Kolbens kann z.B. durch die Auswahl entsprechender Regelkolben beeinflusst werden. Hinsichtlich der Thermospannungsproblematik bleibt in der Regel nur die Möglichkeit der Verbrennungssteuerung durch die Applikation der einzelnen Parameter (Zündzeitpunkt, Luftverhältnis, Restgasgehalt). Änderungen am Zylinderkopf stellen aufgrund der geringen Anzahl von Gasfahrzeugen die absolute Ausnahme dar. Man versucht den höheren Temperaturen im Brennraum auch durch die Optimierung der Kühlung des Kolbenbodens durch Spritzöl entgegenzuwirken. Ähnliches gilt für den Kühlkreislauf, wo durch erhöhte Durchflussmengen des Kühlwassers (Änderungen der Bohrungen in der Zylinderkopfdichtung) den hohen Temperaturen begegnet wird. Häufig hat sich hier als problematisch herausgestellt, dass die Wärme in den Kühlmedien (Öl und Wasser) letztendlich über Wärmetauscher an die Umgebung abgegeben werden muss, welche nicht ausreichend für diese Wärmemengen dimensioniert sind. Hier zeigt sich die Komplexität der Umstellung eines Antriebsaggregates auf den Kraftstoff Erdgas mit Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeug.

Die **Tabelle 2** gibt einen Überblick über die Auswirkung des Gasbetriebes auf die mechanischen Komponenten eines Verbrennungsmotors. Diese gilt für alle gasförmigen Kraftstoffe, und zeigt, dass bei der zunehmenden Serienfertigung von monovalenten Gasmotoren vermehrt auf die mechanischen Anforderungen des Gasbetriebes eingegangen werden muss, um den Qualitätsansprüchen des Fahrzeugkunden über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeuges gerecht zu werden.

### 2.3 Flüssiggas als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge

Flüssiggasfahrzeuge sind heute ausschließlich konventionell angetriebene bivalente Fahrzeuge mit Benzinantrieb, bei denen eine Nachrüstung auf zusätzlichen Flüssiggasbetrieb erfolgte. Hierbei weisen nahezu alle Flüssiggasfahrzeuge die Merkmale eines ursprünglich nicht auf die Verwendung des gasförmigen Kraftstoffes ausgelegten Fahrzeugkonzeptes aus. Eine Ausnahme bildet, dass in [69] vorgestellte Fahrzeug. Dieses Fahrzeug durchlief den gesamten Serienentwicklungsprozess in der Automobilindustrie, da der kommerzielle Betrieb eines Pkws als Taxi besondere Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit und Dauerhaltbarkeit mit sich bringt. Während der Entwicklung dieses Fahrzeuges erfolgte, neben der Auslegung des Gassystems und den notwendigen Änderungen am Ventiltrieb sogar eine Änderung der Kolben-Kolbenringpaarung, da in den Dauerläuferprobungen ein erhöhter Ölverbrauch festgestellt wurde. Ursächlich hierfür waren die erhöhten Brennraumtemperaturen beim Gasbetrieb, die das Ausdehnungsverhaltens der „Benzinkolben“ negativ beeinflussten. In der Regel erfolgt jedoch lediglich die Nachrüstung von Serienfahrzeugen mit den gasspezifischen Komponenten, wie sie im **Bild 2.26** dargestellt sind. Dies gilt auch für Fahrzeuge, die von einigen Importeuren in Europa als Neufahrzeuge mit Flüssiggasantrieb angeboten werden.



**Bild 2.26** Gasspezifische Komponenten eines bivalenten Benzin- LPG-Fahrzeuges

Generell bleibt festzuhalten, dass die Realisierung eines Fahrzeuges mit einem bivalenten Flüssiggasantrieb unter Berücksichtigung der geforderten Fahrzeugmerkmale, wie Motorleistung, Reichweite, Packaging wesentlich einfacher ist, als das bei einem Erdgasfahrzeug der Fall ist. Der Grund ist in der höheren Energiespeicherdichte des flüssig mitgeführten Gaskraftstoffes zu sehen (Tankunterbringung und Reichweitenproblematik), aber auch in den für die Verbrennung im Motor relevanten Eigenschaften der Flüssiggase. Das führte in Verbindung mit der Förderung über eine verminderte Mineralölsteuer im Unterschied zum Erdgas zu einem wesentlich deutlicherem Anstieg der Zahl der LPG-Fahrzeuge in Deutschland.

Nachteilig hierbei ist, dass Flüssiggas im Vergleich mit den konventionellen Kraftstoffen keine echte Alternative darstellt, da es sich hier um ein Erdölprodukt handelt, das in erster Linie im Raffinerieprozess anfällt. Das heißt also, dass hier nur eine Veränderung in der Nutzung der Rohölprodukte erfolgt, nicht aber eine alternative Kraftstoffquelle für den Kraftverkehr erschlossen wird. Darüber hinaus ist im Vergleich zum Erdgas kein derart großes CO<sub>2</sub>-Minderungspotenzial vorhanden, da das C/H-Verhältnis der Butan- und Propanmoleküle den konventionellen Kraftstoffen ähnelt. Weiterhin ist zu befürchten, dass durch die angebotenen Fahrzeuge, die die Merkmale einer Umrüslösung aufweisen nicht einmal die CO<sub>2</sub>-Emissionen des konventionellen Fahrzeuges erreicht werden, da hier keine Optimierung der Verbrennung für den Gasbetrieb erfolgt.

Für den derzeitigen Erfolg von Flüssiggasfahrzeugen, die Zulassungszahlen sind mehr als dreimal so groß, wie die von Erdgasfahrzeugen, sorgt neben der kostengünstigen Umrüslösung, auch der unter 2.1 angesprochene psychologische Effekt. Durch die Auszeichnung des Preises von Flüssiggas in Preis/Liter an der Tankstelle gewinnt der Fahrzeugführer den Eindruck, dies sei die günstigste Form Treibstoff für sein Fahrzeug zu erwerben, was aber aufgrund des im Vergleich geringeren Energiegehaltes nicht der Fall ist.

### 2.3.1 Tanksysteme für Flüssiggas

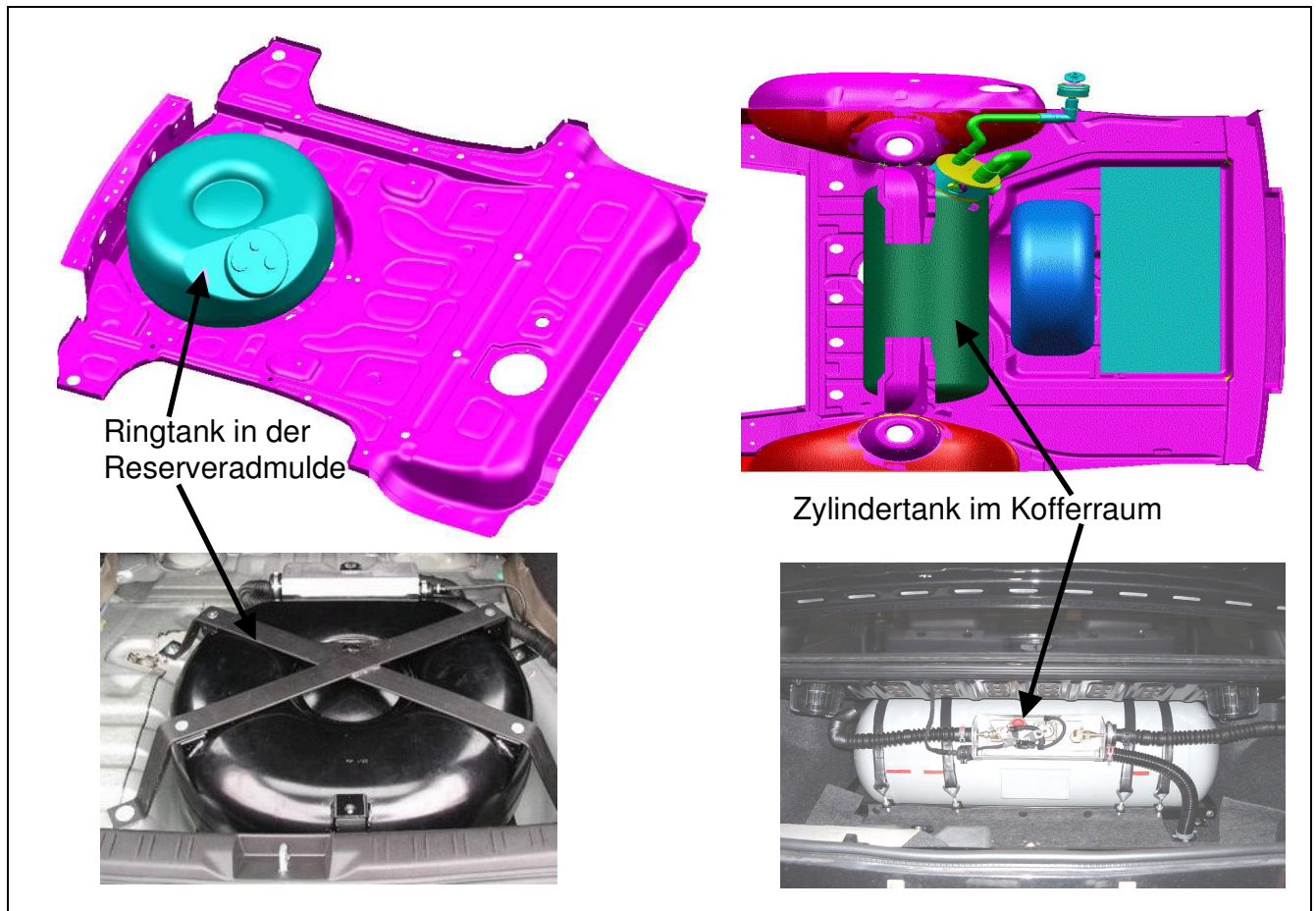
Bei Flüssiggas handelt es sich um ein Gasgemisch, das in erster Linie aus Propan und Butan besteht, und unter bestimmten Druck- und Temperaturbedingungen in flüssiger Form vorliegt. Einzelheiten zum Übergang von der flüssigen zur gasförmigen Phase werden im Kapitel 3.1 behandelt. Im Gegensatz zu Erdgas wird Flüssiggas bei wesentlich niedrigerem Druck im Fahrzeug gespeichert und transportiert. Das Druckniveau liegt in Abhängigkeit von der

Temperatur im Tank zwischen 5 und 40 bar. Dabei muss berücksichtigt werden, dass es bei einer Temperaturerhöhung im Tank durch Wärmeeintrag auch zu einer Druckerhöhung im Tank kommt. Diese Wärme kann zum einen aus der Umgebung an den Tank abgegeben werden. Insbesondere bei den modernen LPG-Systemen ohne Verdampfer erfolgt aber auch ein Wärmeeintrag aus der im Tank untergebrachten Kraftstoffpumpe sowie aus dem LPG-Rücklauf. Dies ist dann der Fall, wenn bei niedriger Leistung des Verbrennungsmotors die meist unregelmäßige maximale Fördermenge an Flüssiggas zum großen Teil im Gasrail nicht verbraucht, sondern nur erwärmt in den Tank zurückgeführt wird. Dies kann dazu führen, dass bei Erreichen hoher Druckwerte im Gastank eine Betankung der Fahrzeuge nicht mehr möglich ist, da die Förderpumpen an den LPG-Tankstellen nur einen bestimmten Förderdruck liefern, der im Bereich von 15...25 bar liegt. Dieses Problem ist seit längerem bekannt – auch früher wurden Gasfahrzeuge vorwiegend in den Morgenstunden bei niedrigen Umgebungstemperaturen betankt. Durch den Einsatz der neuartigen Flüssiggaseinspritzsysteme und den daraus resultierenden Wärmeeintrag über Pumpe und Gasrücklauf in das Tanksystem verschärft sich die Betankungsproblematik nochmals. Von Seiten der Tankstellenbetreiber wird ein höheres Druckniveau der Betankungseinrichtung aufgrund der damit verbundenen Kosten jedoch abgelehnt, sodass der Fahrzeughersteller durch entsprechende Maßnahmen dafür sorgen muss, dass eine Betankung der Fahrzeuge unter allen Umständen möglich ist. Zurzeit werden hierfür sogar kostenintensive Maßnahmen, wie eine Zwangskühlung der LPG-Kraftstoffrücklaufleitung mittels der fahrzeugeigenen Klimaanlage angewendet. Dies ist z.B. bei dem bereits erwähnten Taxifahrzeug Santana 3000 1,8 LPG der Fall. Hier erfolgte die Verlotung der Gasrücklaufleitung über die Länge von ca. 1 m mit der Kühlleitung der Klimaanlage, wodurch der Wärmeeintrag in den Tank deutlich gesenkt werden konnte. Eine derartige Lösung der Zwangskühlung über die Klimaanlage, wie man sie heute vereinzelt auch schon bei Batterien von Hybridfahrzeugen findet, ist nur möglich, wenn man im Rahmen der Serienentwicklung Zugriff auf alle Funktionalitäten der Motor- und Fahrzeugsteuergeräte hat. Da dies bei diesem Fahrzeug der Fall war, konnte das Steuergerät der Klimaanlage so programmiert werden, dass unabhängig vom Wunsch des Fahrers nach einer Fahrzeuginnenraumklimatisierung, die Kühlung der Gasrücklaufleitung gewährleistet wird. Das hat natürlich aufgrund des Energiebedarfes der Klimaanlage negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch im Vergleich mit anderen bivalenten Fahrzeugen.

Der Vorteil des im Vergleich zum Erdgas relativ niedrigen Druckniveaus im LPG-Tank ist aus **Bild 2.27** erkennbar, das die heute üblichen Flüssiggastanks zeigt. Neben der für



Druckgasbehälter gebräuchlichen Zylinderform sind weitere Formen möglich, wobei die Ringform mit Einbau des Tanks in die Reserveradmulde (solange die noch nicht durch das Pannenspray abgelöst wurde) am häufigsten vorkommt.



**Bild 2.27** LPG-Tanks und deren Einbausituation im Fahrzeug (unter Verwendung von [69])

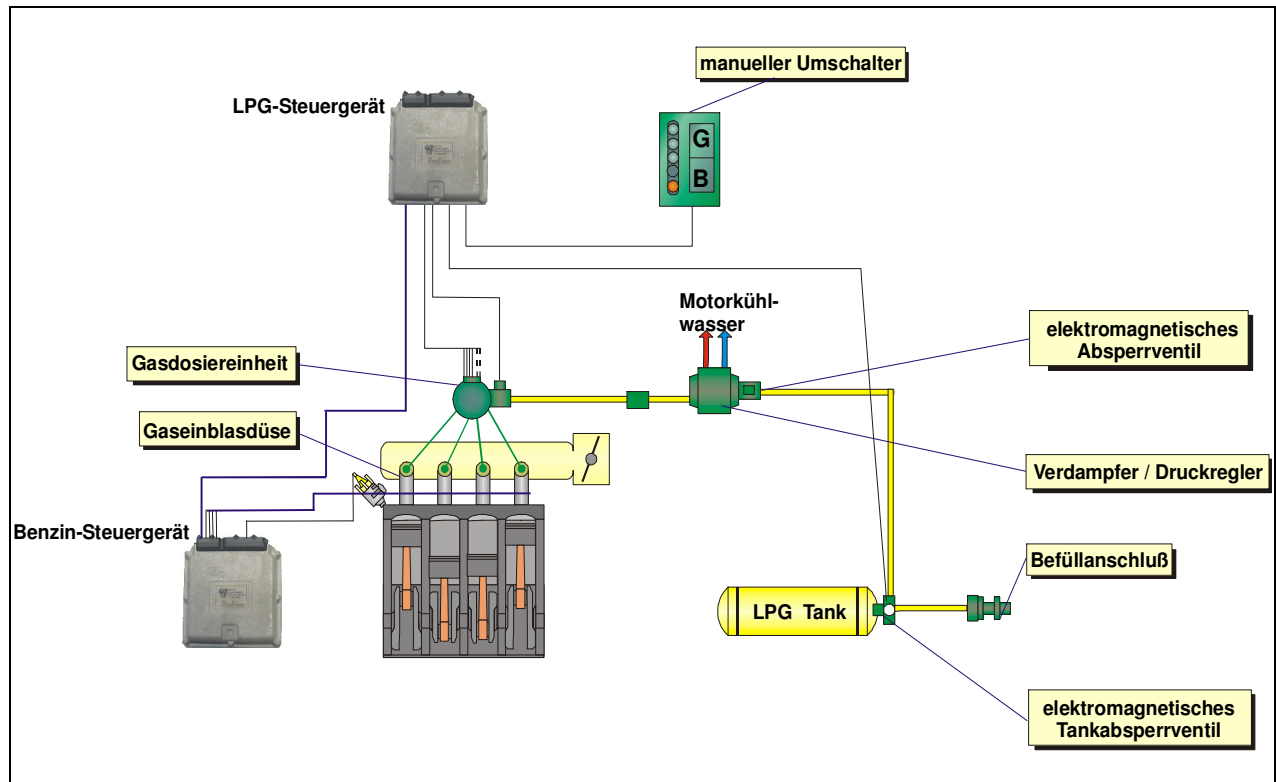
Bezüglich der Crashesicherheit gilt dasselbe, wie unter 2.2.1 für Erdgasfahrzeuge erwähnt. Die im Nachrüstbereich angebotenen Systeme sind zwar bezüglich ihrer Stabilität der Stahlwand des Tanks geprüft. Eine zielgerichtete Verformungsanalyse beim Unfall, sowie eine entsprechende Prüfung durch einen Crashversuch erfolgt nur bei Ausrüstung durch den Fahrzeughersteller, wobei diese Aussage nicht für nachgerüstete, als Neufahrzeug angebotene Fahrzeuge gilt. Die Ringtankvariante ist für das Crashverhalten positiver zu bewerten, als die in den Kofferräumen untergebrachte Zylindervariante. Hier ist also im Bereich der Sicherheit noch ein deutliches Potenzial vorhanden, welches bei einer Serienentwicklung berücksichtigt werden sollte. Dabei darf nicht unterschätzt werden, dass Flüssiggas ein höheres Gefährdungspotenzial als Erdgas besitzt. Erdgas, aber auch Wasserstoff sind leichter als Luft und verflüchtigen sich bei einem

Defekt sehr schnell, sodass schon ungünstige Umstände in Verbindung mit einer Zündquelle auftreten müssen, um einen Fahrzeugbrand oder gar eine Explosion auszulösen. Bei Flüssiggasen ist dieser Verflüchtigungseffekt nicht gegeben, im Gegenteil, die Gase sammeln sich in Senken und können dort, auch bei kleinen Undichtigkeiten, ein größeres Gefährdungspotenzial entwickeln. Um eine Betankung mit Erdgas auszuschließen, sind die entsprechenden Tankstutzen für die jeweilige Gas-Sorte so ausgeführt, dass eine Verwechslung ausgeschlossen werden kann.

### 2.3.2 Gemischbildungssysteme für Flüssiggas

Bei Flüssiggasfahrzeugen kommen heute zwei verschiedene Arten zur Einbringung des Kraftstoffes in das Saugrohr zum Einsatz. Zum einen konventionelle Systeme mit Verdampfer nach **Bild 2.28**, bei denen der Kraftstoff stets in der gasförmigen Phase in das Saugrohr eingeblasen wird. Diese Verdampferanlagen sind am weitesten verbreitet und vorherrschend auf dem Markt für LPG-Umrüslösungen. Nachteilig hierbei ist, dass der geringere Gemischheizwert vom Flüssiggas-Luftgemisch zu einer Minderleistung des Motors führt. Zum anderen erfüllen derartige Systeme nicht mehr die Anforderungen hinsichtlich der Stabilität der Gemischbildung im Instationärbetrieb. Der Grund liegt darin, dass die gasförmige Einblasung meist sehr weit vor dem Einlassventil erfolgt. Aus dem resultierenden Zeitfenster (Gaslaufzeit der Ansaugluft und des Gases) ist so eine schnelle Anpassung des Luftverhältnisses an den Bedarf in der Regel unmöglich. Somit können derartige Systeme nur durch eine zielgerichtete, sorgfältig ausgeführte Applikation in Verbindung mit den modernen E-Gas-Motormanagementsystemen den Anforderungen hinsichtlich der Stabilität des Luft-Gas-Verhältnisses bei einem modernen Fahrzeug gerecht werden. Bei den gebräuchlichen Nachrüstlösungen mit Zusatzsteuerteil erfolgt aber nur eine Anpassung der Einblasedauer im Vergleich zum Benzinbetrieb. Das Instationärverhalten ist meist nicht Gegenstand der Applikation, so dass durch die Luftverhältnisabweichungen zwangsläufig Nachteile in der katalytischen Konversion der Schadstoffe im Gasbetrieb auftreten.

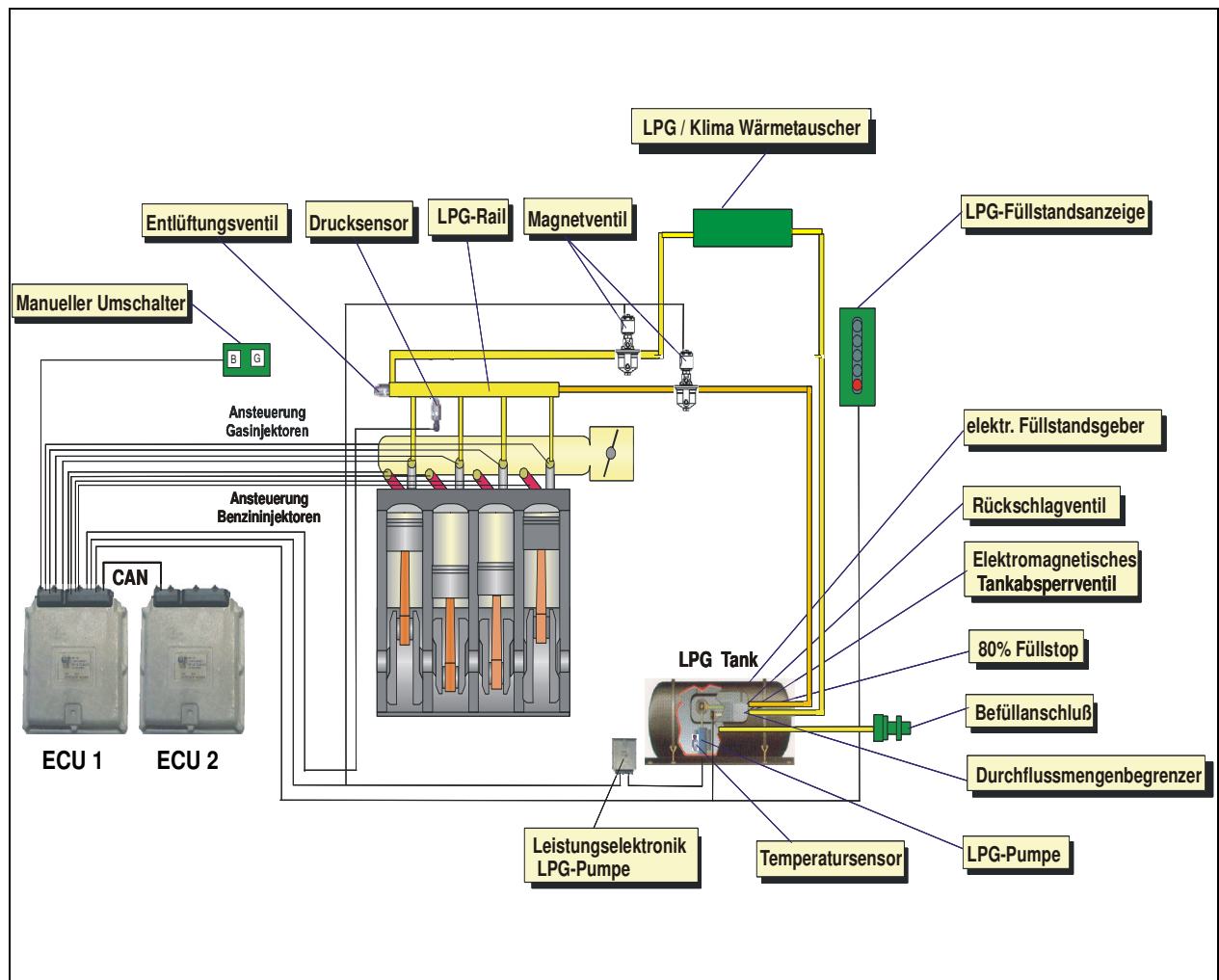
Als Gaseinblasinjektoren kommen im Falle der gasförmigen Einbringung des Kraftstoffes in das Saugrohr dieselben Injektoren zum Einsatz, wie man sie auch für Erdgas verwendet (**Bild 2.16**). Natürlich erfolgt hierbei eine Auswahl hinsichtlich der Durchflussmengen entsprechend der Gasart und des verwendeten Verbrennungsmotors.



**Bild 2.28** Konventionelles LPG-Einblassystem mit Verdampfer

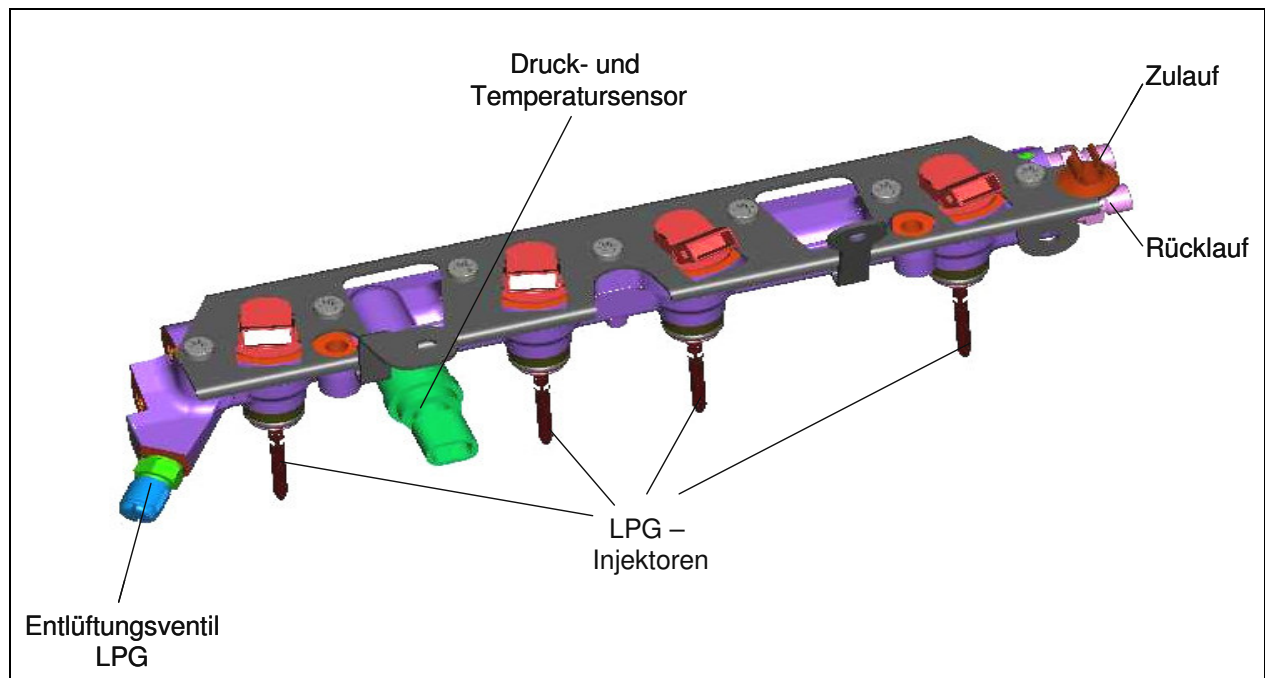
Aufgrund der erwähnten Nachteile hinsichtlich der Gemischstabilität bei Instationärbetrieb wurde in [69] erstmalig für ein LPG-Serienfahrzeug ein Gemischbildungssystem verwendet, das dem Schema in **Bild 2.29** entspricht. Hierbei wird das Gasgemisch in flüssiger Form aus dem Tank entnommen, über eine im Tank installierte Kraftstoffpumpe mit entsprechendem Druck zum Motor geführt und dort mittels spezieller Einspritzinjektoren in das Saugrohr eingespritzt. Der überflüssige Kraftstoff wird über eine Kraftstoffrücklaufleitung in den Tank zurückgeführt. Um eine unzulässige Temperatur- und damit Druckerhöhung im Tank zu vermeiden (Betankungsproblematik s.o.), muss die Rücklaufleitung zusätzlich durch einen Wärmetauscher gekühlt werden, was zu Beginn des Serienanlaufes noch nicht der Fall war. Aufgrund der Einsatzbedingungen des Fahrzeuges (Taxi im Stop-and-Go-Verkehr) sich als zwingend erforderlich erwies.

Die Eindüsung des LPGs in das Saugrohr in der flüssigen Phase wird analog zu der Benzineinspritzung in Form eines Kraftstofffrails (**Bild 2.30**) ausgeführt. Auch das unterscheidet diese hier beschriebene Serienlösung von nahezu allen am Markt befindlichen Anordnungen der Injektoren für die Gaseinblasung.



**Bild 2.29** Schema LPG-Eindüsung im flüssigen Zustand

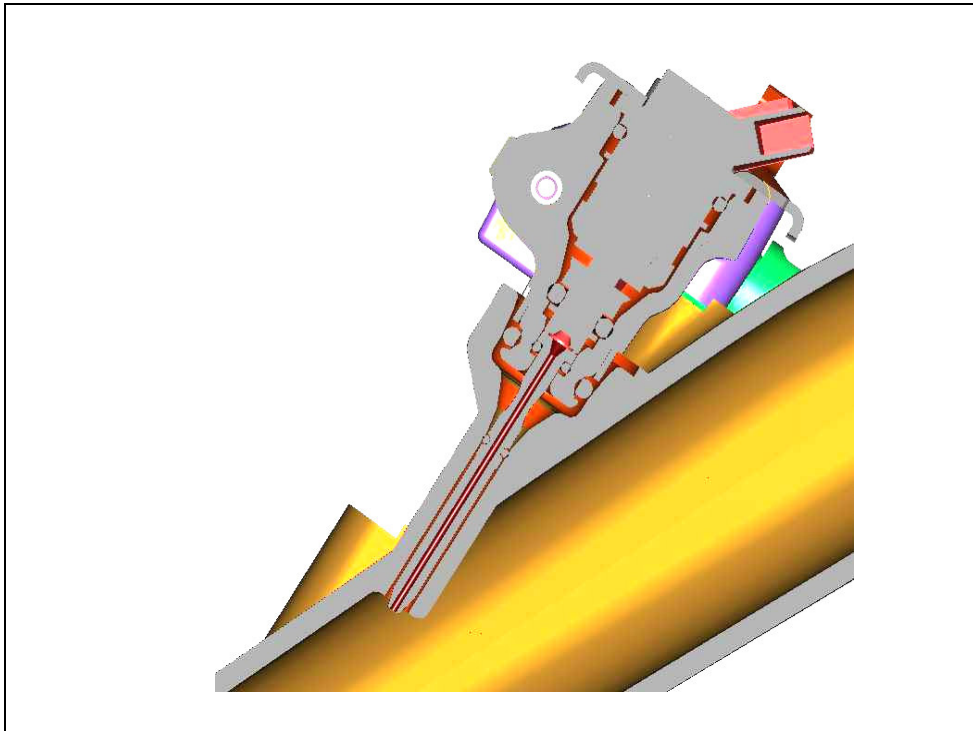
Das Gasrail verfügt neben den Gasinjektoren über entsprechende Sensorik, um die Einflüsse von Druck und Temperatur im Motormanagementsystem verarbeiten zu können. Darüber hinaus ist ein LPG-Entlüftungsventil für den Servicefall angebracht, wobei hier aufgrund der Dichteigenschaften von Flüssiggas gegenüber Luft, das Gas entsprechend abgesaugt werden muss. Ein bloßes Öffnen des Ventils führt nicht dazu, dass Luft aus dem System entweichen kann, da das schwerere Flüssiggas sich an Senken im System halten kann und somit der Luft den Weg „versperrt“.



**Bild 2.30** Gasrail für flüssige Einblasung von LPG im Saugrohr [69]

Wie bereits erwähnt, werden Einspritzventile verwendet, die in ihrem Aufbau den Benzininjektoren ähneln. Es erfolgt lediglich eine Auswahl nach den Durchflusskenngrößen des Flüssiggases und wie aus **Bild 2.31** erkennbar, eine entsprechende Optimierung der Gemischbildung durch die Ausrichtung des Injektors. Hier ist bei der Flüssiggaseinspritzung von LPG im Saugrohr eine genauso große Sorgfalt wie bei der Benzineinspritzung notwendig. Nachteilig für die Gemischbildung ist die Verdampfungsenthalpie beim Phasenübergang des LPGs. Das Propan/Butan-Gemisch wird unter einem Druck von ca. 3...5 bar bis zu den Injektoren gefördert und flüssig eingedüst. Aufgrund der nun folgenden Druck- und Temperaturänderung im Saugrohr erfolgt der Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase entsprechend der Dampfdruckkurve des Gasgemisches. Dabei wird der Umgebung Wärme in Höhe der Verdampfungsenthalpie des zu verdampfenden Gases entzogen, was sich im Vollastbetrieb positiv hinsichtlich der Zylinderfüllung und damit der Leistung auswirkt. Diese Leistungssteigerung beruht auf der Steigerung des Luftaufwandes und dem verbesserten Klopfverhalten. Nachteilig ist dieser Effekt jedoch bei niedrigen Temperaturen und hoher Luftfeuchtigkeit, da der Wärmeentzug aus der Umgebung dazu führen kann, dass das in der Luft enthaltene Wasser kondensiert und letztlich eine Vereisung im Saugrohr auftreten kann. Hier ist durch die Ausrichtung der Injektoren und entsprechende Festlegung der Einspritzzeit (Vorlagerung auf das heiße Einlassventil) dafür Sorge zu tragen, dass eine Saugrohrvereisung nicht stattfindet.





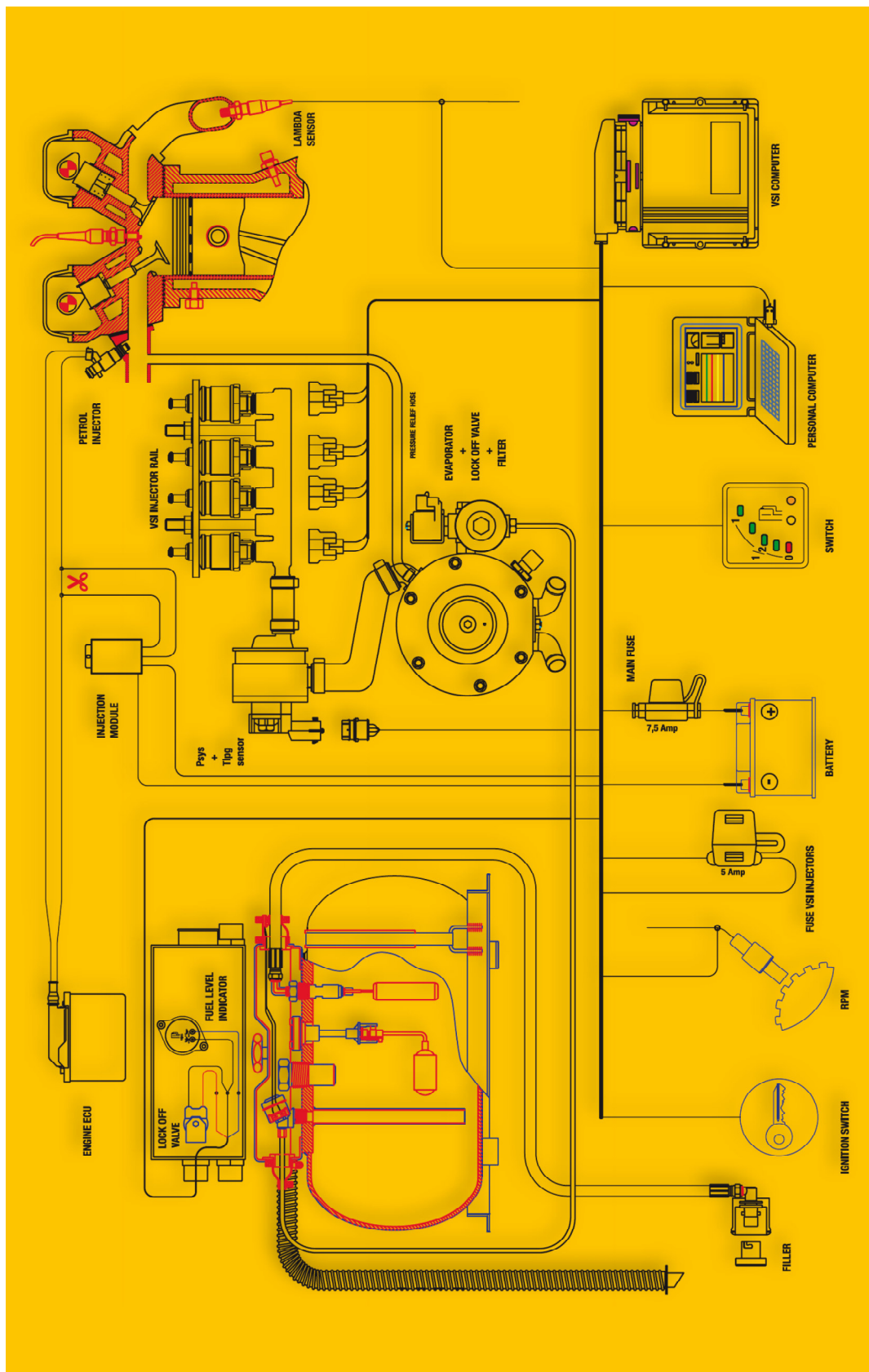
**Bild 2.31** Anordnung des LPG-Injektors im Saugrohr (bottom-feed-Bauweise - mit Gasabdichtung an der Injektorspitze) [69]

### 2.3.3 Motorsteuerung für den Flüssiggasbetrieb

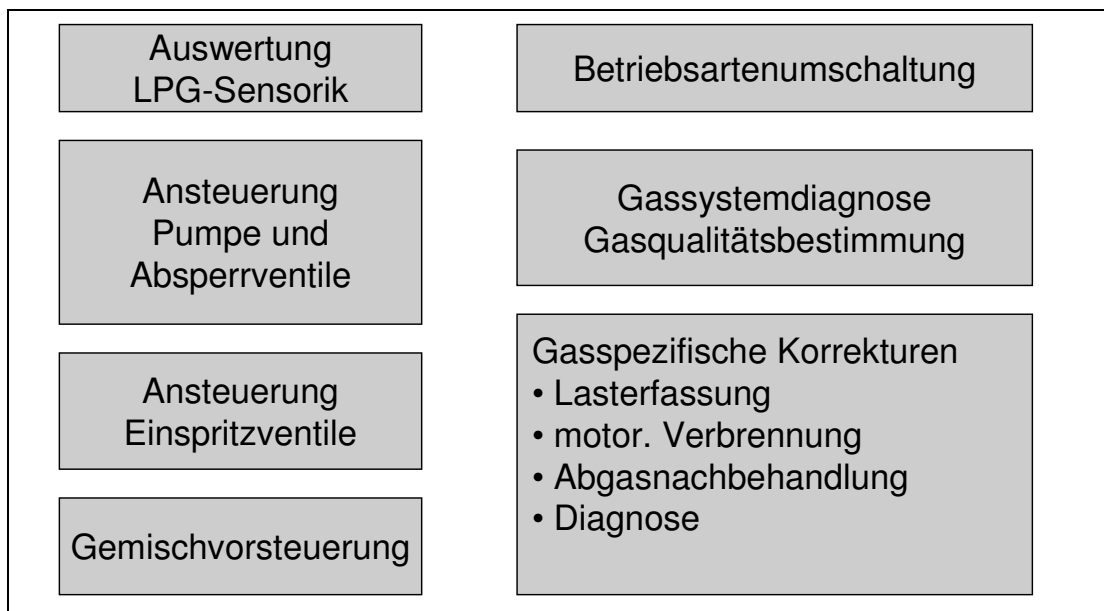
Wie bereits ausgeführt, handelt es sich bei den meist angebotenen Motorsteuerungslösungen für LPG-Fahrzeuge um Systeme, die im Rahmen einer Fahrzeugumrüstung auf Gasbetrieb in das Fahrzeug eingebracht werden. Diese so genannten add on-Systeme haben in der Regel keine oder nur eine teilweise Kommunikationsmöglichkeit mit der serienmäßigen Motorsteuerung für den Benzinbetrieb, sondern diese Zusatzgeräte „zapfen“ lediglich deren Signale an.

In der LPG-Motorsteuerung erfolgt eine Überwachung, Regelung und Steuerung der spezifischen Komponenten der Flüssiggasanlage, wie z.B. des Umschalters, der Füllstandsanzeige, den Schaltventilen usw. Darüber hinaus wird in der LPG-Motorsteuerung die Einspritzzeit für die gasspezifischen Injektoren ermittelt. Das erfolgt, indem das Einspritzsignal für die Benzininjektoren, das die werksseitige ECU zur Verfügung stellt, übernommen und mittels der Lambdasonden-Signale korrigiert wird. Die Applikation eines derartigen Systems beschränkt sich in der Regel auf die Ermittlung des entsprechenden Offset-Wertes. Daraus ergeben sich einige Einschränkungen für die Qualität der Gemischzusammensetzung. So wird für den Benzinbetrieb nicht nur die Einspritzdauer sorgfältig werksseitig kalibriert, auch der Einspritzzeitpunkt wird betriebspunktabhängig optimiert. Insbesondere bei Motoren mit einer Variabilität bei der Restgaszusammensetzung im Brennraum, ob nun durch externe Abgasrückführung bzw. variable Ventilsteuerzeiten beeinflusst, reicht eine reine Kontrolle der Gemischbildung über die Lambdasonde nicht aus, sondern es muss eine sorgfältige Applikation der Einspritz- und Zündungsparameter für den jeweiligen Kraftstoff erfolgen. Weiterhin bleibt festzuhalten, dass wie aus **Bild 2.32** erkennbar, in der Regel auch kein Eingriff in die Zündung erfolgt, d.h. es wird noch nicht einmal eine Optimierung des Zündzeitpunktes für den Flüssiggasbetrieb vorgenommen, so dass also die Verbrennung des Gasgemisches nicht optimal sein kann.

**Bild 2.32** *add on-LPG-Motorsteuerung für die Ausrüstung eines Benzinmotors zum bivalenten Motor [70]*



Die wenigen, vom Fahrzeughersteller installierten ECU-Steuerungen für den Flüssiggasbetrieb, ähneln vom Systemschaubild den Ausführungen unter 2.2.3 für die herstellerseitige Implementierung einer Erdgas-Motorsteuerung. Hier erfolgt neben der Ansteuerung der LPG-spezifischen Komponenten auch eine Optimierung der Gasverbrennung durch entsprechende Korrekturen hinsichtlich der Motorlast erfassung, des Ablaufes der Verbrennung, aber auch der Abgasnachbehandlung und den vorgeschriebenen Diagnosefunktionen (**Bild 2.33**). Anzumerken hierbei ist, dass es sich bei dem in [69] vorgestellten Antriebsaggregat um einen Motor handelt, der zur Verbesserung des Abgasverhaltens über eine Sekundärlufteinblasung verfügt, deren Wirksamkeit unmittelbar von der Berücksichtigung der Verbrennungsdauer des jeweiligen Kraftstoffes abhängt. Hierbei wird beim Kaltstart zur Aufheizung des Katalysators auf Konvertierungstemperatur der Motor mit hohem Kraftstoffüberschuss (fett) betrieben. Dieser Kraftstoff gelangt zum großen Teil unverbrannt in den Abgastrakt. Durch die eingeblasene Sekundärluft in den Abgastrakt und entsprechende Spätverschiebung des Zündzeitpunktes ist es möglich, diesen Kraftstoff im Abgassystem noch vor dem Katalysator zu verbrennen und somit den Monolithen aufzuheizen.



**Bild 2.33** Funktionsumfang LPG-Betrieb der Volkswagen Santana 1,8l Bifuel-ECU [69]

### 2.3.4 Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotors für im Flüssiggasbetrieb

Für die mechanischen Änderungen am Antriebsaggregat gilt auch im Flüssiggasbetrieb das unter 2.2.4. für den Erdgasbetrieb genannte. Hierbei ist ebenfalls anzumerken, dass bei umgerüsteten Gasfahrzeugen auch keine Änderungen an den mechanischen Komponenten erfolgen und erhöhter Verschleiß bis hin zu Motorschäden billigend in Kauf genommen wird.

**Tabelle 3** Auswirkungen des Flüssiggasbetriebs auf mechanische Komponenten

Unterschiede im Gasbetrieb	Auswirkungen	Schadensmechanismus / Ausfallerscheinung
Erhöhte Brennraumtemperaturen durch unterschiedlichen Brennverlauf	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Thermospannungen</li> <li>- Ausdehnungsverhalten der Paarung Kolben / Kolbenringe / Zylinder</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Risse im Bereich Zylinderkopf (Ventilsteg)</li> <li>- erhöhter Ölverbrauch im Gasbetrieb</li> </ul>
Änderung der Tribologie der Paarung Ventil / Ventilsitzring	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Erhöhtes Verschleißverhalten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Undichtigkeit der Ventile bis hin zum offenstehenden Ventil (Sitzringe)</li> <li>- verbrannte Ventilteller</li> </ul>
Fehlender flüssiger Kraftstoff im Saugrohr	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Verkokung der Kanäle und der Einlassventile</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Änderung der Strömungseigenschaften im Einlasskanal bis hin zu verringertem Liefergrad</li> </ul>
Unterschiede im Blowby-System (kein flüssiger Kraftstoff)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bildung von Ablagerung</li> <li>- geringere Wirksamkeit des Entlüftungssystems</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- schlechtere Entlüftung des Kurbelgehäuses</li> <li>- erhöhter Ölverbrauch</li> </ul>
Vereisungsgefahr bei flüssiger Einspritzung durch die hohe Verdampfungsenthalpie des LPGs	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kondensation von Wasser</li> <li>- Bildung von Eis im Saugrohr</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- erhöhte Korrosion</li> <li>- Ausfall der Motorfunktion durch Verstopfen des Saugrohres mit Eis</li> </ul>
Wärmeeintrag über den Rücklauf in den Tank bei Einspritzung von flüssigen Gas	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Anstieg der Temperatur im Tank und somit des Tankdruckes entsprechend der Dampfdruckkurve</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fahrzeug lässt sich nicht mehr betanken (zu geringer Tankstellendruck)</li> </ul>

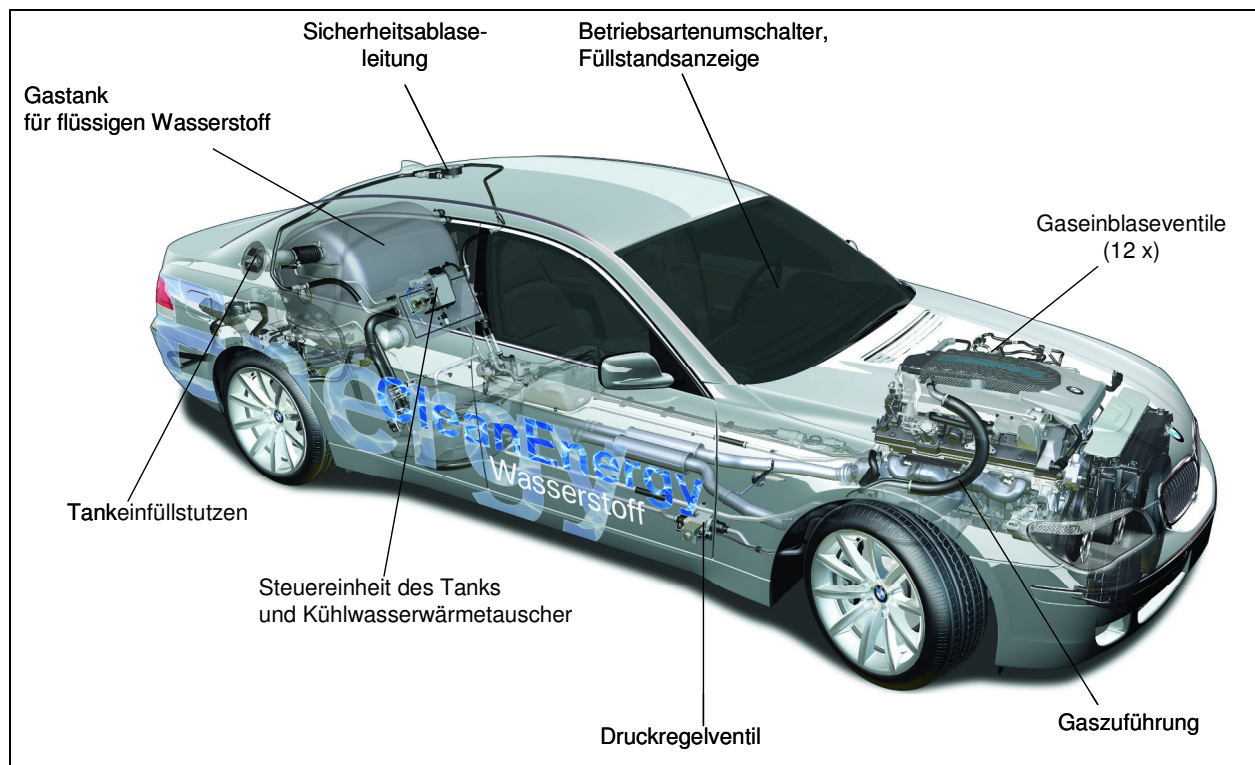


Neben den bereits erwähnten Einflüssen des Erdgasbetriebes auf die mechanischen Komponenten gibt es beim Flüssiggasbetrieb Besonderheiten (Dampfdruckkurve, Verdampfungsenthalpie usw.), die beachtet werden müssen, um negative Folgen des Motorbetriebs mit LPG zu verhindern. Hierzu gibt **Tabelle 3** eine Übersicht.

Es bleibt also auch bei Flüssiggasfahrzeugen festzuhalten, dass analog zum Erdgasbetrieb an einer Reihe von Komponenten eine Auslegung und Abstimmung auf den Gasbetrieb notwendig ist, um bei Serienfahrzeugen ähnliches Verschleiß- und Ausfallverhalten, wie bei benzin- oder dieselgetriebenen Fahrzeugen zu erreichen. Dies wird im Rahmen von Umrüttlösungen in der Regel komplett vernachlässigt, wobei das Risiko von Folgeschäden der Fahrzeughalter allein trägt.

### 2.4 Wasserstoff als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge

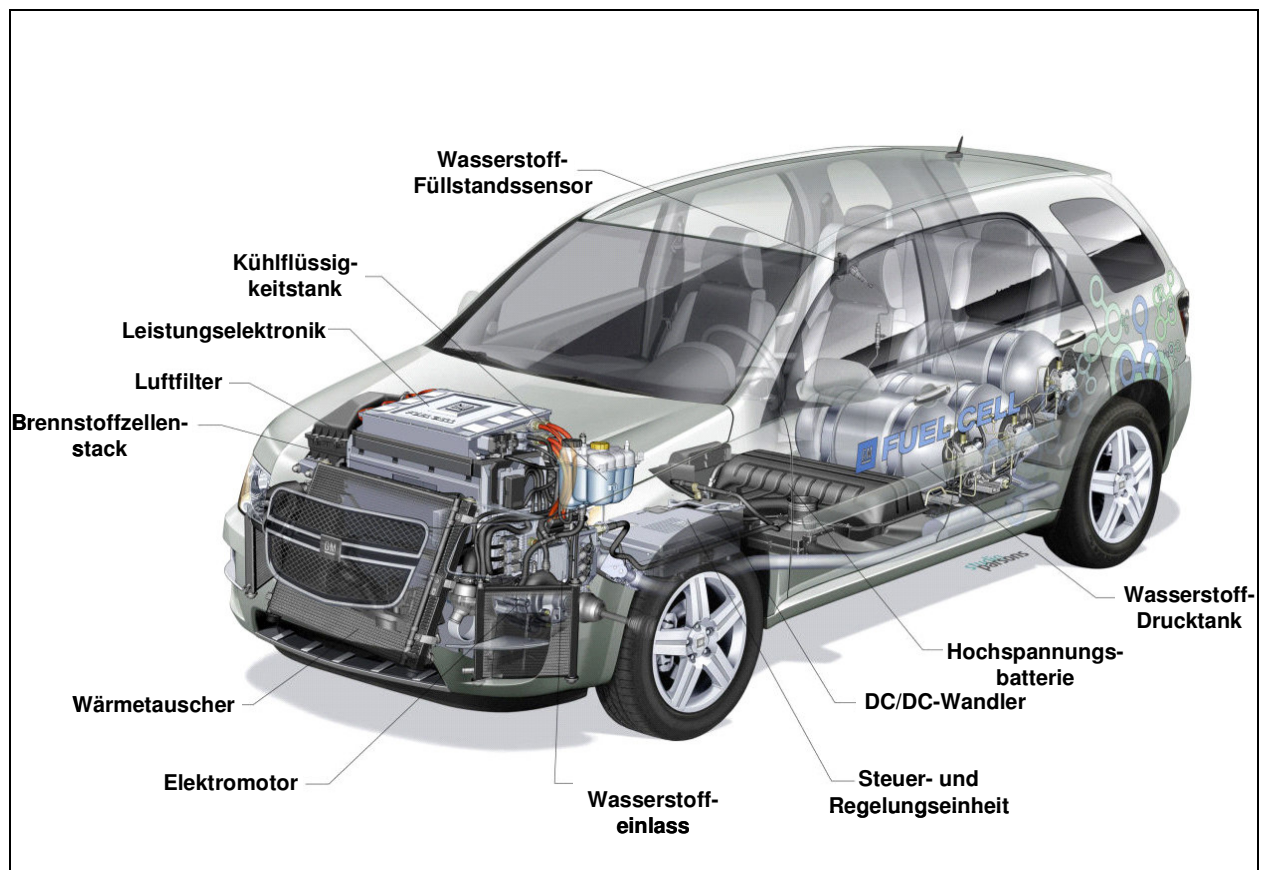
Generell bestehen zwei Möglichkeiten in einem Kraftfahrzeug Wasserstoff in kinetische Energie zum Antrieb des Fahrzeuges umzuwandeln. Der einen Möglichkeit, der Verbrennung in einem konventionellen Verbrennungsmotor steht die andere Möglichkeit der elektrochemischen Umwandlung in einer Brennstoffzelle gegenüber. Obwohl sich seit Mitte der sechziger Jahre des letzten Jahrhunderts die Mehrzahl der Forschungsarbeiten auf die theoretisch überlegene Brennstoffzellentechnologie konzentrierten, handelt es sich bei den ersten, wenn auch in geringer Stückzahl produzierten H<sub>2</sub>-Fahrzeugen, die in Kundenhand erprobt werden, um Fahrzeuge mit einem Verbrennungsmotor (**Bild 2.34**).



**Bild 2.34** Komponenten des Wasserstoffantriebes bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor, nach [71]

Warum nun aber trotz intensiver Forschung auf dem Gebiet der Brennstoffzellentechnologie (**Bild 2.35**) ein vergleichsweise bekanntes Konzept mit Verbrennungsmotor zur Serienreife geführt wurde, wirft eine Reihe von Fragen hinsichtlich des optimalen Fahrzeugantriebskonzeptes auf Basis von Wasserstoff als Energiequelle auf.

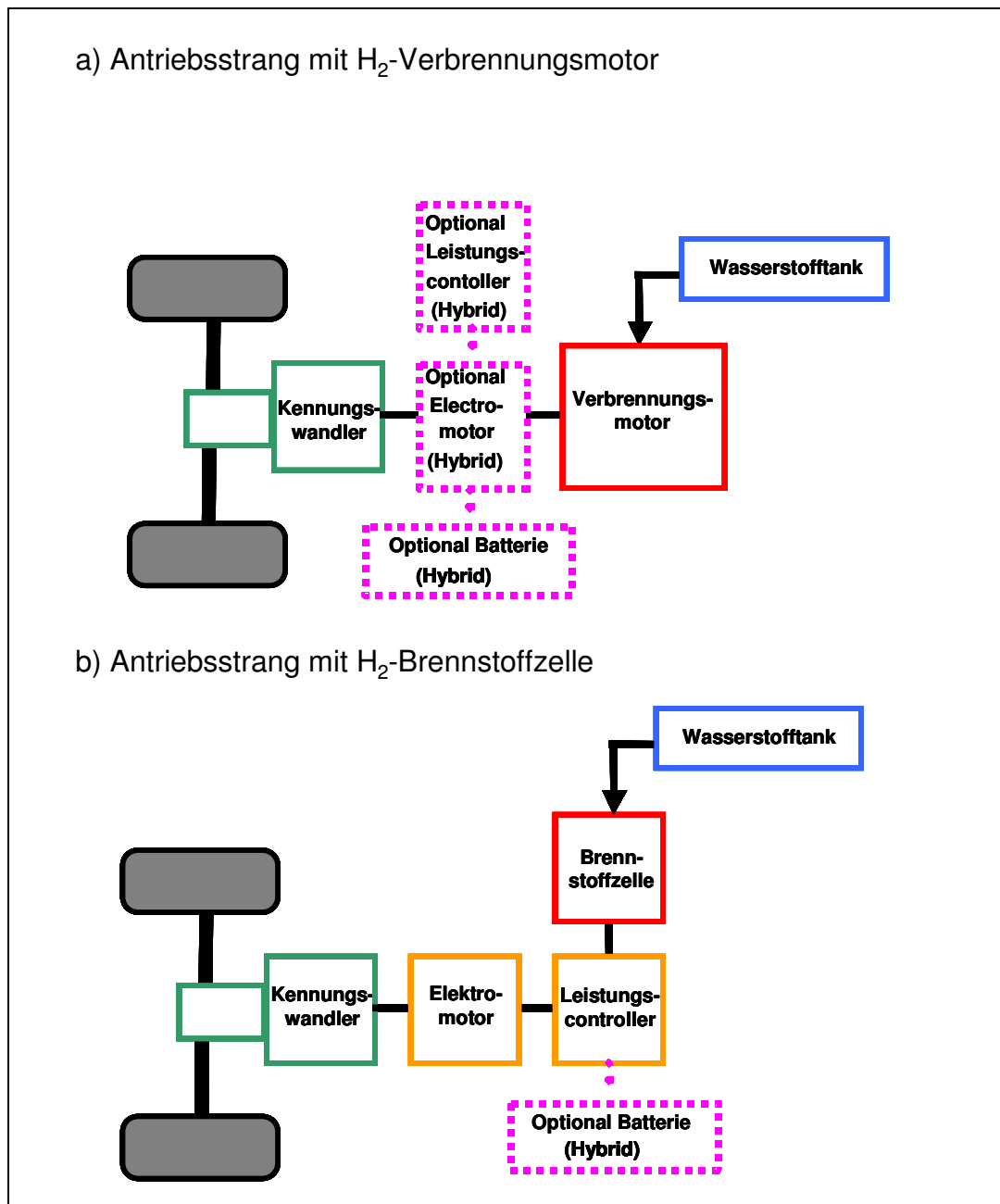
Unbestritten ist, dass die elektrochemische Reaktion in einer Brennstoffzelle gegenüber dem Verbrennungsmotor den theoretischen Vorteil eines höheren Wirkungsgrades der Energieumwandlung besitzt [72]. Bei der Energieumwandlung in Wärmekraftmaschinen stellt der Carnot-Wirkungsgrad die maximale Grenze hinsichtlich der erzielbaren Effizienz dar. Da Brennstoffzellen nicht über den "Umweg" der Wärmeerzeugung die chemische Energie des Brennstoffes nutzbar machen, gilt die theoretische Begrenzung durch den Carnot-Wirkungsgrad nicht. Aus diesem Grund sind auch zur Erzeugung elektrischer Energie sehr hohe Wirkungsgrade erzielbar. Für die Nutzung als Antriebsenergie im Kraftfahrzeug ist jedoch eine weitere Umwandlung der erzeugten elektrischen Energie in kinetische Energie notwendig, womit ein zusätzlicher Wirkungsgradverlust einhergeht.



**Bild 2.35** Komponenten des Wasserstoffantriebes bei einem Fahrzeug mit Brennstoffzelle

Neben der reinen elektrochemischen Reaktion in der Brennstoffzelle sind eine Reihe von Nebenaggregaten erforderlich, um Brennstoff und Luft der Zelle zuzuführen und andererseits das „Verbrennungsprodukt“ abzuführen [73], [74]. Darüber hinaus weisen die heute als Fahrzeugantrieb verwendeten Polymerelektrolytmembranbrennstoffzellen (PEMFC) das

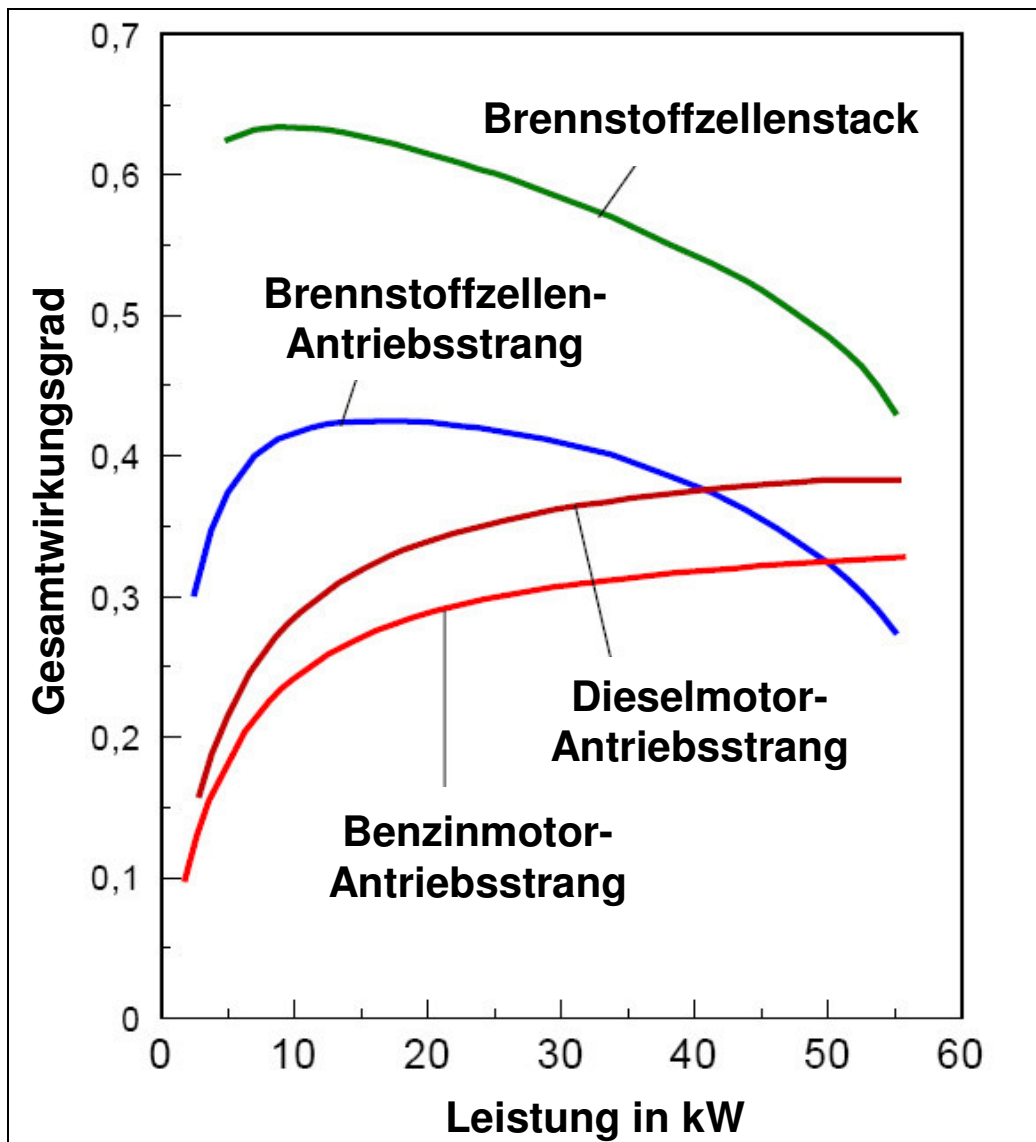
Problem auf, dass ihre Betriebstemperatur bei lediglich 80°C liegt, höhere Temperaturen führen zur Zerstörung der Membran. Daraus resultiert ein hoher Aufwand zur Befeuchtung und Kühlung der Brennstoffzellenmembran, der sich negativ auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt. Aus diesem Grund arbeiten die Fahrzeughersteller daran, den Kühlungsbedarf durch die Entwicklung so genannter Hochtemperatur-PEMFC, welche mit Phosphorsäure als Elektrolyt arbeiten [75], zu senken und somit den Verlust aufgrund des notwendigen Kühlaufwandes zu reduzieren. Andere Konzepte, die als Energieumwandler „echte“ Hochtemperaturbrennstoffzellen (SOFC) mit Betriebstemperaturen von bis zu 1000°C beinhalten, scheitern zur Zeit noch an dem notwendigen Energiespeichersystem, da die hohe Temperatur auch entsprechende Nachteile hinsichtlich der vom Kfz geforderten Dynamik besitzt. Diese Solid-Oxid-Fuel-Cells benötigen zum Erreichen der Betriebstemperatur zurzeit noch bis zu 20 Minuten, was bei einem Einsatz im Kraftfahrzeug ein System zur Überbrückung der Vorwärmzeit verlangt, wie etwa eine Batterie zur Speisung der Elektromotoren. Diese müsste aber sehr groß sein, solange sich die Vorwärmzeit noch in den jetzt bekannten Bereichen bewegt. Der Antriebstrang für ein Wasserstofffahrzeug mit Verbrennungsmotor und ein Brennstoffzellenfahrzeug ist im **Bild 2.36** schematisch dargestellt. Hier ist erkennbar, dass der Aufwand zur Realisierung eines Antriebskonzeptes mit der Möglichkeit zur Rekuperation der Bremsenergie bei einem Brennstoffzellenfahrzeug relativ gering ist, da lediglich ein Energiespeicher in Form einer Batterie zusätzlich integriert werden muss. Das bedeutet aber nicht, dass das Brennstoffzellenfahrzeug hier generell Vorteile gegenüber dem konventionellen Hybrid-Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor als primären Energiewandler besitzt. Zum einen gibt es noch sehr große Unterschiede hinsichtlich des Gewichtes von Brennstoffzellenfahrzeugen im Vergleich zum konventionellen Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor. Zum anderen besteht bei einem Hybridfahrzeug mit Verbrennungsmotor und Leistungsverzweigung (z.B. Toyota Prius) die Möglichkeit die Auslegung des Generators hinsichtlich der Rekuperation der Bremsenergie zu optimieren, wo hingegen die Auslegung der elektrischen Maschine des Brennstoffzellenfahrzeuges bei der Verwendung von nur einem Aggregat nur einen Kompromiss hinsichtlich des Betriebes als Elektromotor und als Generator darstellen kann. [76]



**Bild 2.36** Schematische Darstellung des Antriebsstranges von Wasserstofffahrzeugen mit Verbrennungsmotor oder Brennstoffzelle [76]

Zur reinen Elektroenergieerzeugung können heute mit Brennstoffzellen schon Wirkungsgrade von bis zu 80 % im niedrigen Teillastbetrieb erzielt werden. Wirkungsgradverschlechterungen bei der Brennstoffzelle entstehen in erster Linie durch ohmsche Verluste, Umsetzungsverluste (Anoden-, Kathoden-, und Stofftransportverluste), Verluste aufgrund der Verwendung von Luft als Reaktionspartner sowie Verluste der Nebenaggregate zur Kühlung des Brennstoffzellenstacks [77].

Beim Einsatz im Kraftfahrzeug kommen zu den prinzipbedingten Verlusten der Brennstoffzelle noch die Verluste, die bei der Umwandlung der elektrischen Energie in kinetische Energie am Rad führen, so dass die maximal erzielbaren Gesamtwirkungsgrade eines Brennstoffzellenantriebes zur Zeit bei etwa 40 ...45 % liegen und mit steigender Last deutlich abnehmen (**Bild 2.37**).



**Bild 2.37** Gesamtwirkungsgrad von Fahrzeugantriebskonzepten in Abhängigkeit von der Antriebsleistung nach [78]

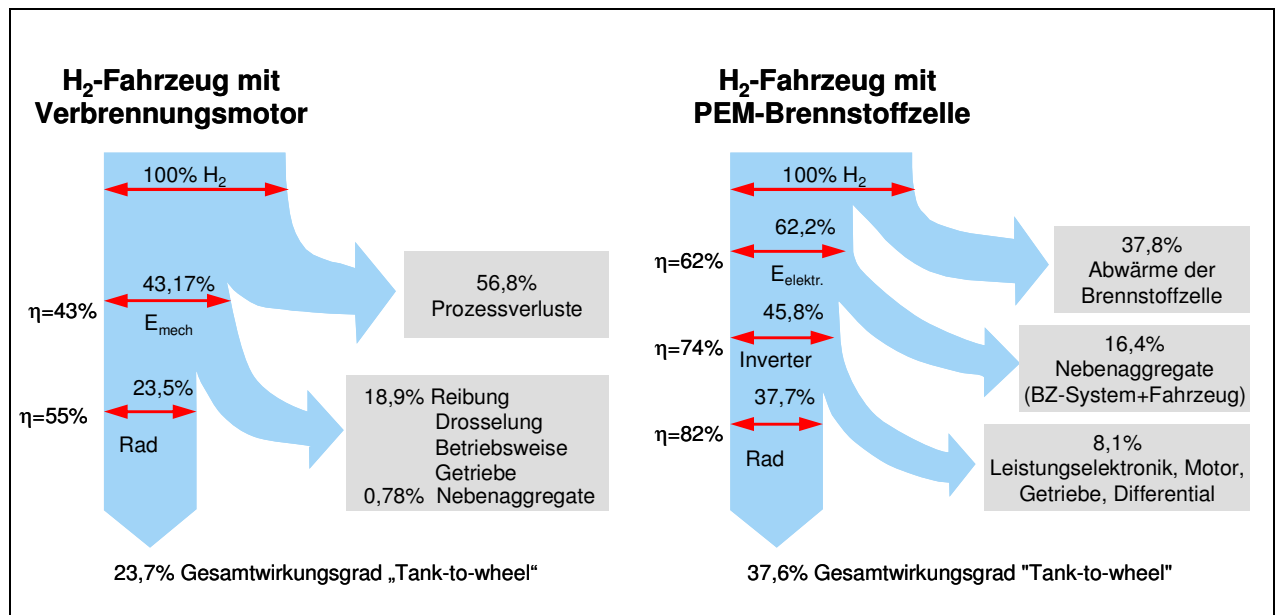
Im Vergleich mit einem Verbrennungsmotor ist insbesondere bei niedrigen Leistungsanforderungen ein sehr hoher Wirkungsgrad mit einem aktuellen Brennstoffzellenantrieb



erreichbar. Somit sind insbesondere im für die Typprüfung relevanten Fahrzyklus (NEFZ) sehr gute Verbrauchswerte möglich.

Bei der Forderung nach hohen Antriebsleistungen machen sich aber die systembedingten Nachteile des Brennstoffzellenantriebes gegenüber dem konventionellen Antrieb mit Verbrennungsmotor, der im oberen Leistungsbereich sein Wirkungsgradmaximum besitzt, bemerkbar. So ist in dem hier betrachteten Fall (Pkw der Mittelklasse) ab einer Antriebsleistung von etwa 40 kW ein Wirkungsgradvorteil für den konventionellen Antrieb mit Dieselmotor und ab etwa 50 kW ein Vorteil für einen Antriebsstrang mit einem Benzinmotor gegenüber dem Brennstoffzellenantrieb erkennbar. [76]

Übertragen auf einen Wasserstoffantrieb mit Verbrennungsmotor bedeutet dies, dass bei hohen Anforderungen an die abzugebende Antriebsleistung dieses Konzept dem Brennstoffzellenantrieb überlegen ist, da die erzielbaren Wirkungsgrade eines Wasserstoffverbrennungsmotors mindestens vergleichbar mit einem normalen benzinbetriebenen Ottomotor sind [79]. Das verhält sich anders bei Teillastbetrieb. Insbesondere im neuen europäischen Fahrzyklus sind mit Brennstoffzellenfahrzeugen im Prototypenstatus bereits Wirkungsgrade von etwa 38% erzielt worden, was deutlich über den erzielbaren Werten für einen Verbrennungsmotorantrieb liegt (**Bild 2.38**).



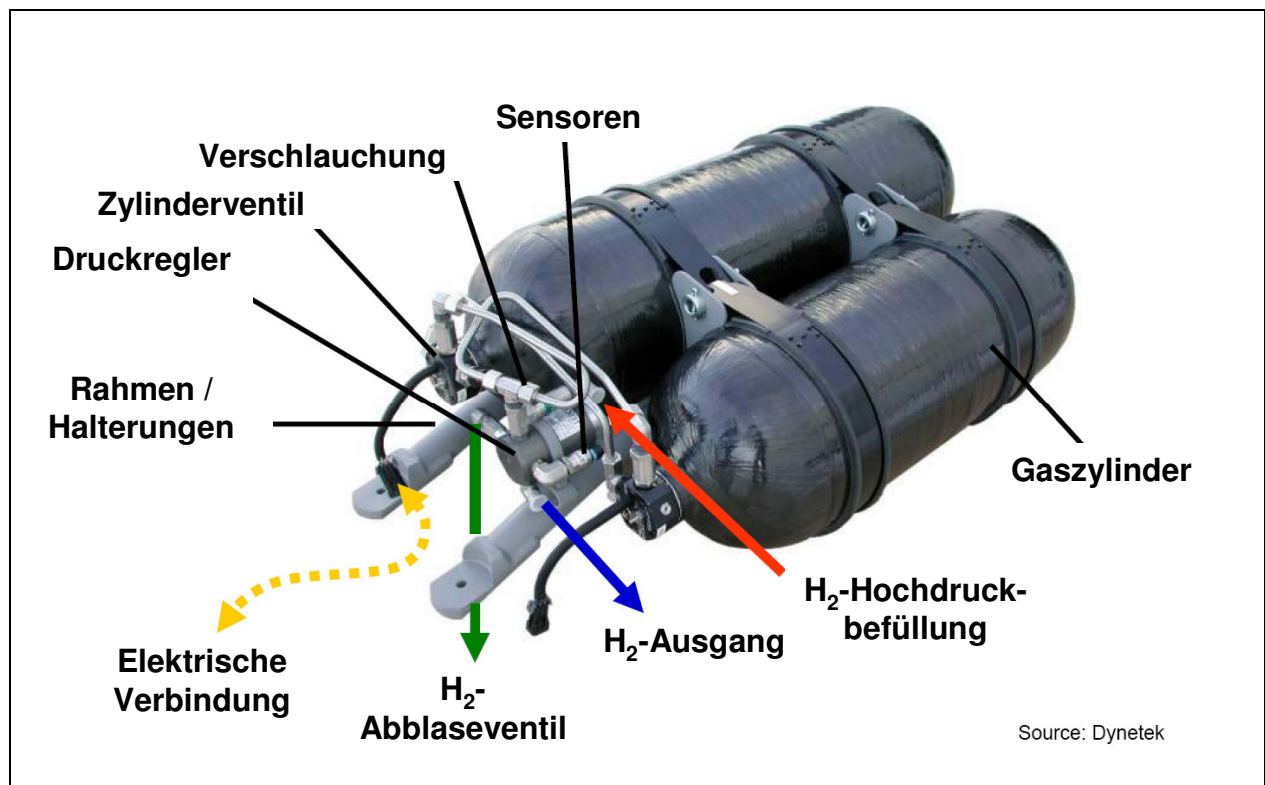
**Bild 2.38** Energiebilanzen für Wasserstoffantriebe im NEFZ nach [76]

Zurzeit ist noch nicht absehbar, welches Konzept sich langfristig als Fahrzeugantrieb durchsetzen kann. Vergleicht man heute im Test befindliche Prototypen von Autobussen, wo

Brennstoffzellenantriebe im Praxiseinsatz erprobt werden, so sind hinsichtlich des Verbrauches momentan keine eindeutigen Vorteile für das ein oder andere Konzept erkennbar [77]. Beachten muss man natürlich, dass ein Hybridkonzept noch weitere Verbrauchspotenziale bietet. Das betrifft bei H<sub>2</sub>-Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor in erster Linie die Vermeidung des wirkungsgradungünstigen Teillastbetriebes. Aber auch die Rekuperation kann sich vorteilhaft auswirken, wobei insbesondere Brennstoffzellenfahrzeuge mit ihrem vergleichsweise hohem Gewicht (Brennstoffzellen-Fahrzeuge sind bis zu 50% schwerer als konventionelle Fahrzeuge) von der Bremsenergierückgewinnung im Stadtverkehr profitieren. Von Seiten der Herstellungskosten und der Betriebskosten (für Wasserstoff gibt es keine Infrastruktur und keine Marktpreise) sind die konventionellen Antriebe auch auf lange Sicht noch wesentlich günstiger, als Fahrzeuge mit einer Brennstoffzelle. Im Folgenden werden nur noch Fahrzeuge mit der Energieumsetzung von Wasserstoff in einem konventionellem Verbrennungsmotor betrachtet, um die Vergleichbarkeit zum Erdgasantrieb zu bewahren.

### 2.4.1 Tanksysteme für Wasserstoff

Die Speicherung von Wasserstoff an Bord eines Kraftfahrzeuges stellt große Probleme für den Einsatz dieses Energieträgers dar. Zwar ist der massebezogene Heizwert von Wasserstoff in etwa dreimal so hoch wie der von Benzin, andererseits ist die Dichte von Wasserstoff im Normzustand derart niedrig (etwa ein 1/10 der Erdgasdichte) dass die volumetrisch erzielbare Energiespeicherdichte sehr gering ist, woraus letztlich eine sehr bescheidene Reichweite von Wasserstofffahrzeugen resultiert. Man unterscheidet heute zwei Arten der Speicherung von Wasserstoff im Fahrzeug, zum einen die gasförmige Speicherung in Druckgasflaschen und zum anderen die kryogene Speicherung in verflüssigter Form. Potenzial bieten darüber hinaus Metallhydridspeicher. Diese Systeme beruhen auf einer Speicherung des Wasserstoffes über eine chemische Reaktion mit den Metallen. Bisher sind diese aber noch nicht im Kraftfahrzeug verwendet worden. Ihr Serieneinsatz beschränkt sich auf den militärischen Bereich z.B. zur Versorgung von Brennstoffzellen in Unterseebooten.



**Bild 2.39** Druckspeichersystem für ein Wasserstofffahrzeug [82]

Die heute verwendeten Drucktanks (**Bild 2.39**) unterscheiden sich nicht wesentlich, von den unter 2.2.1 beschriebenen Tanks für Erdgasfahrzeuge.

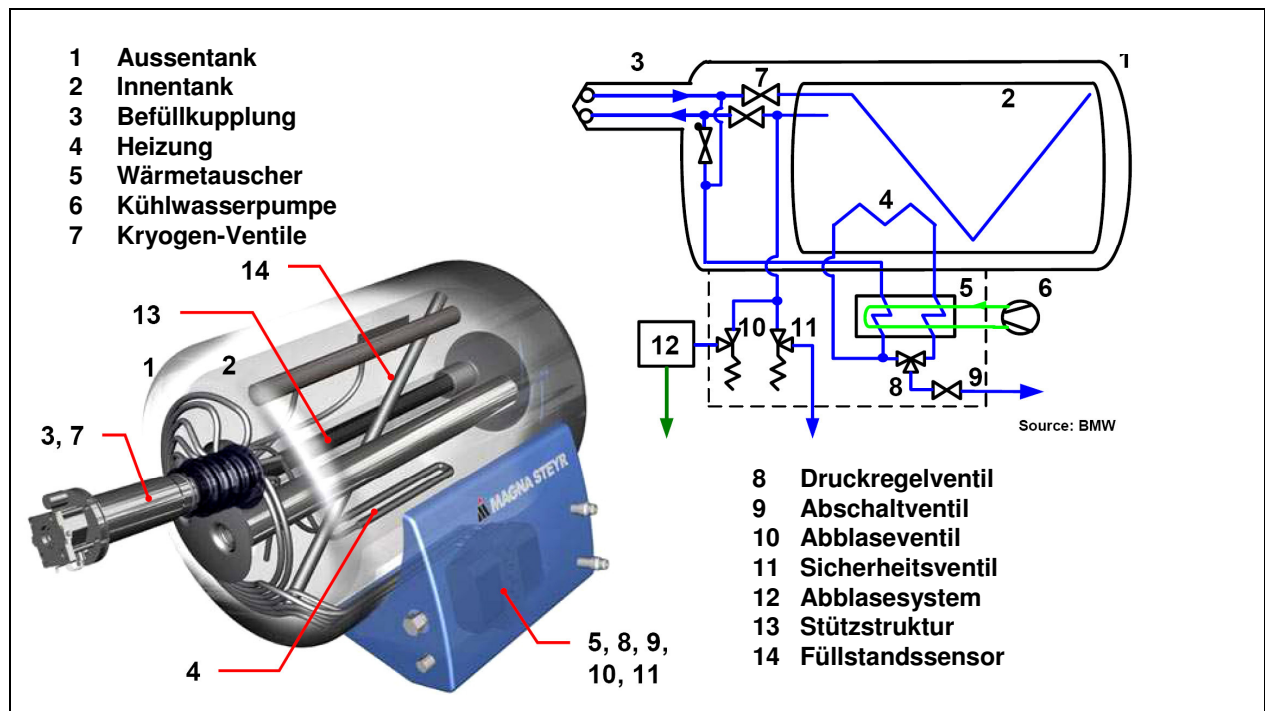
**Tabelle 4** Technische Daten von H<sub>2</sub>-Faserverbundtanks bei 350 bar/15°C nach [81]

Typ	Speicher- volumen [l]	Durchmesser [mm]	Länge [mm]	Leer- gewicht [kg]	H <sub>2</sub> -Masse [kg]
W 205	202	415	2110	95	4,89
ZD154	154	551	972	82	3,73
ZM180	176	602	972	93	4,26

Aufgrund der geringen Energiespeicherdichte von Wasserstoff (siehe auch Abschnitt 3.1.1) hat sich ein gegenüber den Erdgastanks wesentlich höheres Druckniveau von 350 bar als Standard durchgesetzt. Somit ergeben sich die in der **Tabelle 4** aufgeführten Speichermengen von Wasserstoff, die in Betracht zum Volumen und Gewicht des Energiespeichers sehr gering sind. Um höhere Energiespeicherdichten in gasförmiger Form zu erzielen, werden Drücke von bis zu 700 bar angestrebt, wobei auch hier der nichtlineare Zusammenhang von Druck zur Gasmasse bei der Speicherung aufgrund des Realgasverhaltens von Wasserstoff berücksichtigt werden muss.

Bezüglich der verwendeten Materialien bei den Armaturen und Druckregelventilen ist im Gegensatz zum Erdgas darauf zu achten, dass erhöhte Anforderungen hinsichtlich der Dichtheit notwendig sind. Ursache hierfür ist die geringe Größe der H<sub>2</sub>-Moleküle. Auch der Reaktivität von Wasserstoff mit Metallen und der daraus resultierenden Bildung von Metallhydriden muss Rechnung getragen werden. Metallhydride sind sehr spröde, so dass man auch von einer „Wasserstoff-Versprödung“ der Metalle spricht. In der Regel verwendet man aus diesem Grund resistente, hochwertige Edelstähle für die Bauteile, die mit Wasserstoff in Berührung kommen.

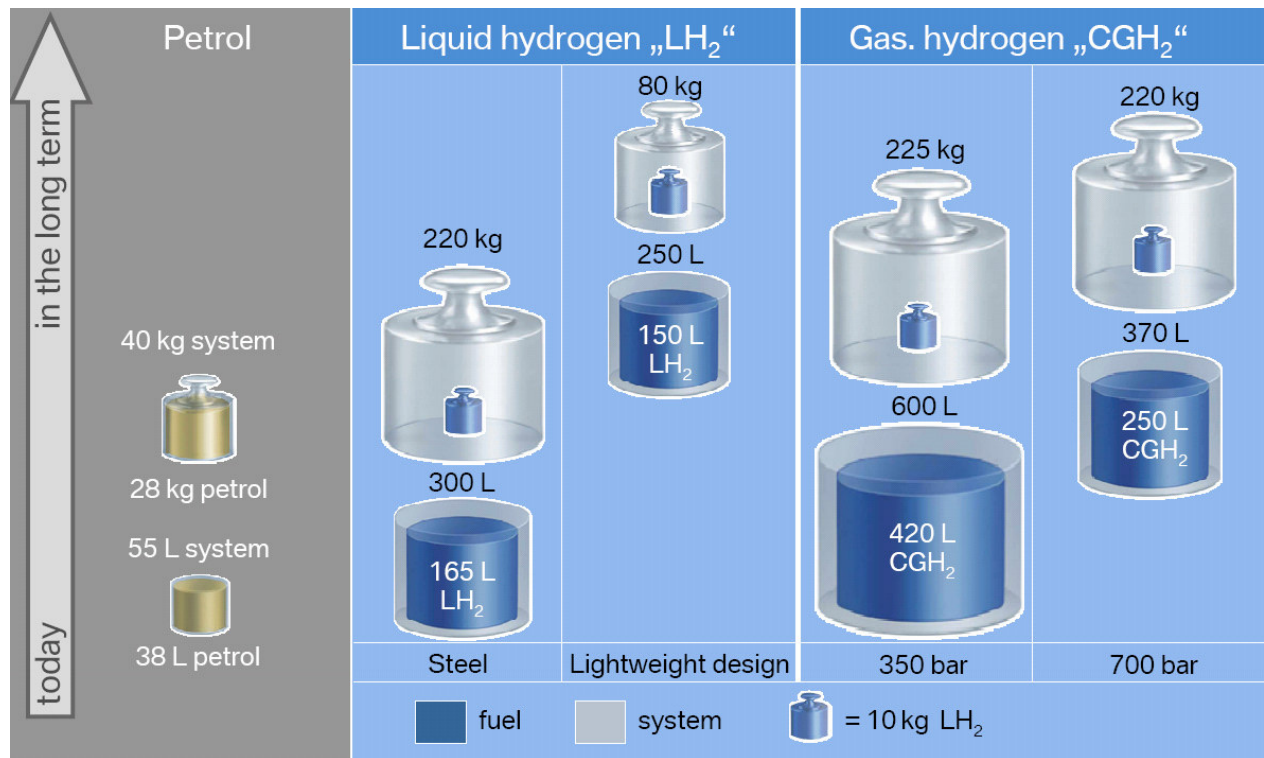
Um höhere Energiespeicherdichten zu erzielen, nutzt man die Eigenschaft der Verflüssigung von Gasen bei tiefen Temperaturen aus. Auch das erste Serien-Wasserstofffahrzeug verfügt über einen so genannten Kryogentank (**Bild 2.40**), in dem der Wasserstoff bei sehr tiefen Temperaturen um -250°C flüssig gespeichert wird. Einzelheiten zur kryogenen Speicherung von Wasserstoff sind in [83] zu finden.



**Bild 2.40** Kryogenspeichersystem zur  $LH_2$ -Speicherung für ein Wasserstofffahrzeug [82]

Auch bei der Realisierung einer flüssigen Speicherung von Wasserstoff im Fahrzeug sind, aufgrund des hohen Gefährdungspotenzials (sehr niedrige Zündenergie notwendig und über einen sehr weiten Luftverhältnisbereich entflammbar und explosionsfähig) von Wasserstoff, höchste Sicherheitsanforderungen notwendig. So werden zum einen die Tanks in einem Brandtest geprüft. Zum anderen kommt es, trotz starker Isolierung bei nicht vorhandenem Verbrauch von Wasserstoff (Fahrzeugstillstand), zu einem Temperaturanstieg im Tank und damit zu einem Druckanstieg. Um diesen Druckanstieg nicht zu groß werden zu lassen, muss dafür gesorgt werden, dass Wasserstoff kontrolliert an die Umgebung abgegeben werden kann. Das muss natürlich so erfolgen, dass eine Entflammung z.B. durch elektrostatische Aufladung ausgeschlossen ist. Im Fahrbetrieb, wenn der flüssige Wasserstoff verdampft, erfolgt ein Wärmeentzug aus der Umgebung in Höhe der Verdampfungsenthalpie. Dies wird genutzt, um den Tank zu kühlen, sodass normalerweise auch bei relativ kurzen Fahrten kein Wasserstoff entweicht. Problematisch sind hier längere Stillstands-Zeiten. Bei der flüssigen Speicherung von Wasserstoff darf bei einem Vergleich zur Druckspeicherung in Gasbehältern nicht außer Acht gelassen werden, dass erheblicher Bauraum (Volumen zur Isolierung) sowie eine erhebliche Masse (Stahlbehälter) notwendig sind, um den Kraftstoff im Fahrzeug zu speichern. Das **Bild 2.41** zeigt, dass die flüssige Speicherung von 10 kg Wasserstoff zurzeit einen deutlichen Vorteil bezüglich des Bauraumbedarfs der Speichertanks besitzt (300l flüssig gegenüber 600 l gasförmig

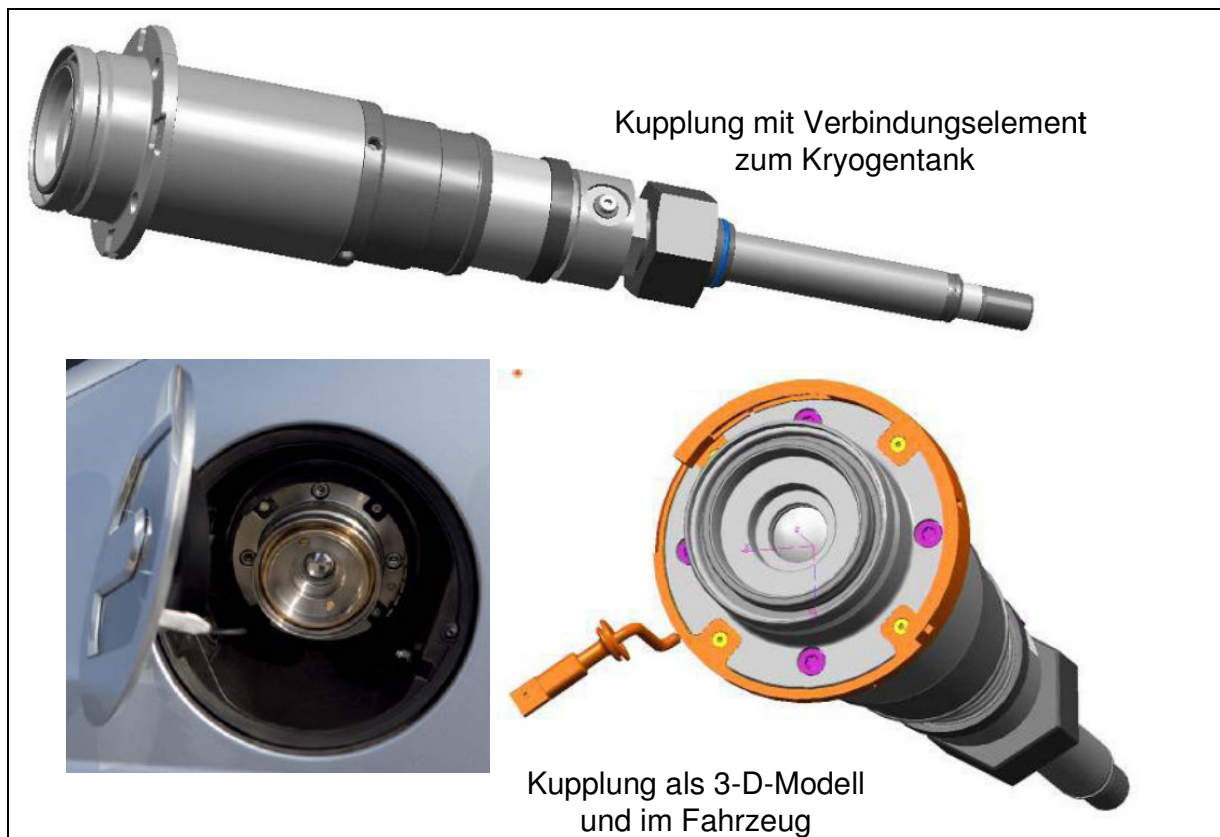
bei 350 bar). Bei der Masse der Wasserstofftanks sind keine signifikanten Unterschiede feststellbar. Konkurrenz für die flüssige Speicherung im Fahrzeug stellt die Umstellung auf 700 bar Druckspeicherung dar, womit eine deutliche Abnahme des Speichervolumens einhergeht. Bis heute ist aber die 700 bar – Druckspeichertechnologie weder bei Wasserstofftankstellen, noch in Fahrzeugen umgesetzt worden.



**Bild 2.41** Vergleich der Möglichkeiten zur Wasserstoffspeicherung bezogen auf Masse und Volumen der Speicherbehälter [71]

Darüber hinaus besteht die Notwendigkeit für die Betankung der Fahrzeuge einfache, durch den Laien (Fahrzeugführer) bedienbare, Einrichtungen zu schaffen. Entsprechende Normungen, wie für Erd- oder Flüssiggas, gab es z.B. für die Tankkupplungen nicht. Das von einem Konsortium aus Zulieferern, Fahrzeugherstellern und einem Gasversorger entwickelte Kupplungssystem für die Wasserstoffbetankung ist im **Bild 2.42** zu sehen.





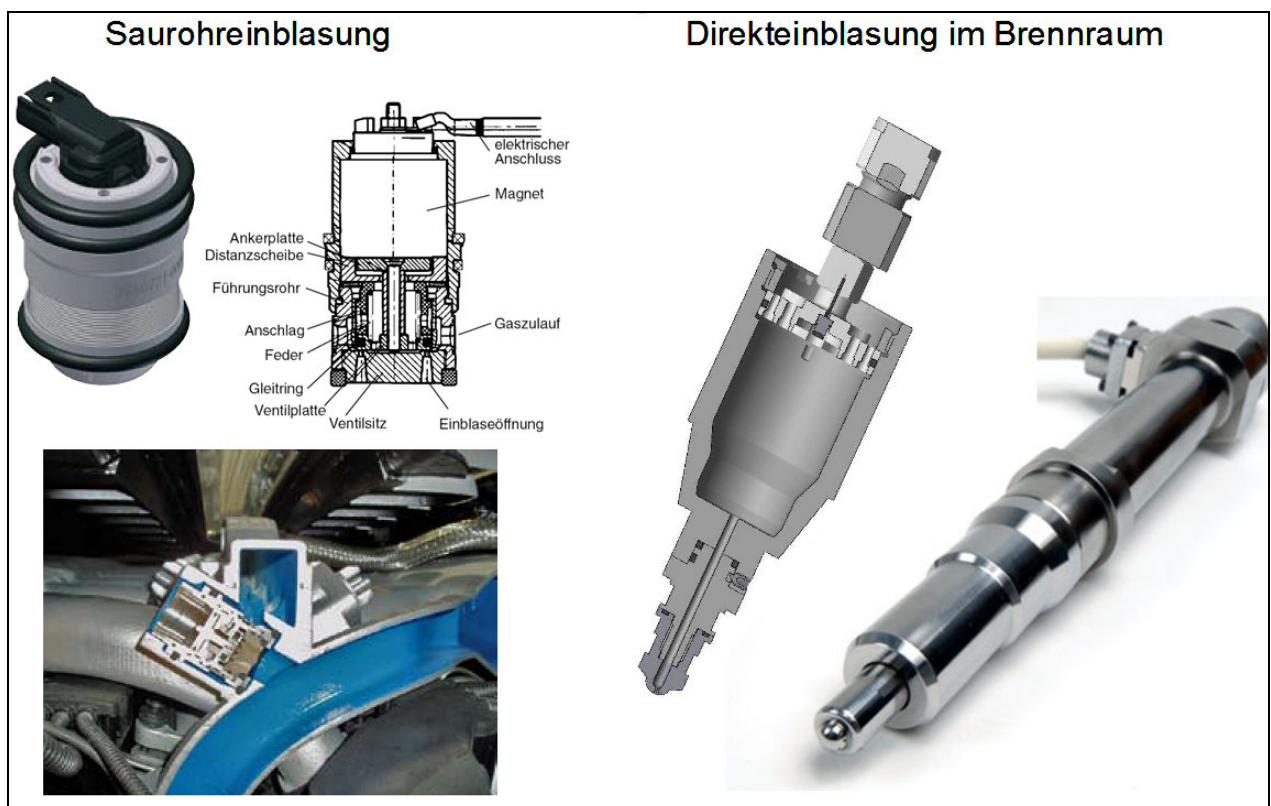
**Bild 2.42** Kupplung für die Betankung des Fahrzeugs mit flüssigen Wasserstoff [84]

### 2.4.2 Gemischbildungssysteme für Wasserstoff

Die Schlüsseltechnologie neben dem Speichersystem stellt bei der Energieumsetzung von Wasserstoff in Verbrennungsmotoren die zyklusgenaue Dosierung und präzise Einblasung der jeweils gewünschten Wasserstoffmenge dar. Hierbei sind die Anforderungen an die Injektoren wesentlich höher als bei anderen gasförmigen Kraftstoffen. Vergleicht man den Energiedurchsatz durch eine Öffnung bei gleichem Gasdruck (Wobbe-Index) so unterscheiden sich Methan ( $54,00 \text{ MJ/Nm}^3$ ) nur relativ gering von dem Wert für Wasserstoff ( $48,66 \text{ MJ/Nm}^3$ ) bei Normbedingungen [90]. Daraus zu schlussfolgern, dass die Anforderungen an einen Wasserstoffinjektor vergleichbar mit den Anforderungen an einen Erdgasinjektor sind, trifft eigentlich nur für die Durchflusseigenschaften zu. Aufgrund der Tatsache, dass Wasserstoff in einem sehr weiten Luftverhältnisbereich mit sehr geringen Zündenergien entzündet werden kann, führen geringste Undichtigkeiten zu Verbrennungsanomalien in Form von Glühzündungen, aber auch zu einem für andere Kraftstoffe untypischen „Hineinbrennen“ in einen Direkteinspritz-Injektor. Insbesondere bei der Gemischbildung im Brennraum durch

Direkteinblasung, die wegen des geringen Gemischheizwertes des Wasserstoff-Luftgemisches der Saugrohreinspritzung zu bevorzugen ist, muss bei der Injektorentwicklung auf absolute Dichtheit zu achten. So kann ein bei Erdgasbetrieb völlig unproblematisches Prellen der Düsenadel beim Schließen und die damit verbundenen Undichtigkeiten bei Wasserstoffbetrieb ernsthafte Probleme bereiten.

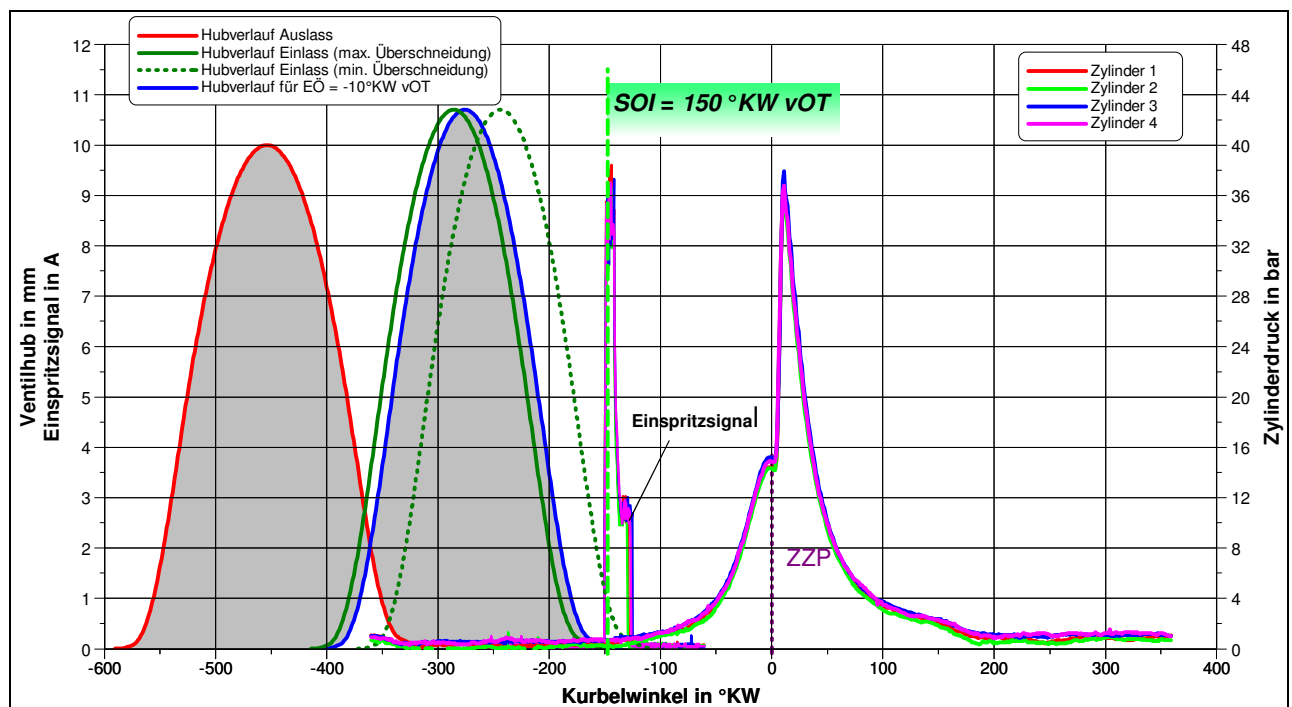
Im **Bild 2.43** sind die heute üblichen Bauformen der Wasserstoffinjektoren dargestellt. Im Prototypen- und Kleinsereineinsatz bei Pkw und Bussen sind zurzeit nur Varianten für die Saugrohreinblasung verwirklicht worden.



**Bild 2.43** Bauformen von Wasserstoffinjektoren für Saugrohr- und Direkteinblasung nach [85], [86], [87]

Die Direkteinblasung von Wasserstoff wurde bis zur Realisierung eines fahrfähigen Demonstrationsfahrzeuges entwickelt [92]. Innerhalb der Aggregatentwicklung, für die der Autor die Projektleitung innehatte, wurden eine Reihe notwendiger Entwicklungsaufgaben geleistet, die in erster Linie die Verbesserung der Stabilität des Brennverfahrens sowie die Dauerhaltbarkeit der Injektoren beinhalteten.

Hinsichtlich der Vermeidung von Glühzündungen gibt es bei Wasserstoff einen Luftverhältnissbereich, der besonders stark zu dieser Verbrennungsanomalie neigt. Dieser Bereich liegt je nach Brennverfahren bei Luftverhältnisswerten von  $\lambda \approx 1,2 \dots 2,0$  [88]. Aufgrund von Undichtheiten der Injektoren konnte zu Beginn der Entwicklungsarbeiten nicht immer gewährleistet werden, dass diese kritischen Luftverhältnisse im Brennraum nicht vorkommen. In der Vermeidung dieser Leckagen lag ein Entwicklungsschwerpunkt bei der Brennverfahren- und Injektorentwicklung. Darüber hinaus darf nicht unerwähnt bleiben, dass die innere Gemischbildung mit einem gasförmigen Kraftstoff einen Zielkonflikt zwischen den Anforderungen der Gemischbildung und der Reichweite des Fahrzeuges darstellt. Zum einen wird für eine schnelle und gute Gemischbildung im Brennraum ein hoher Einblasedruck benötigt, zum anderen muss der Einblasedruck (in der Regel steht nur der Tankdruck zur Verfügung) zur Erzielung einer hohen Reichweite möglichst gering sein.

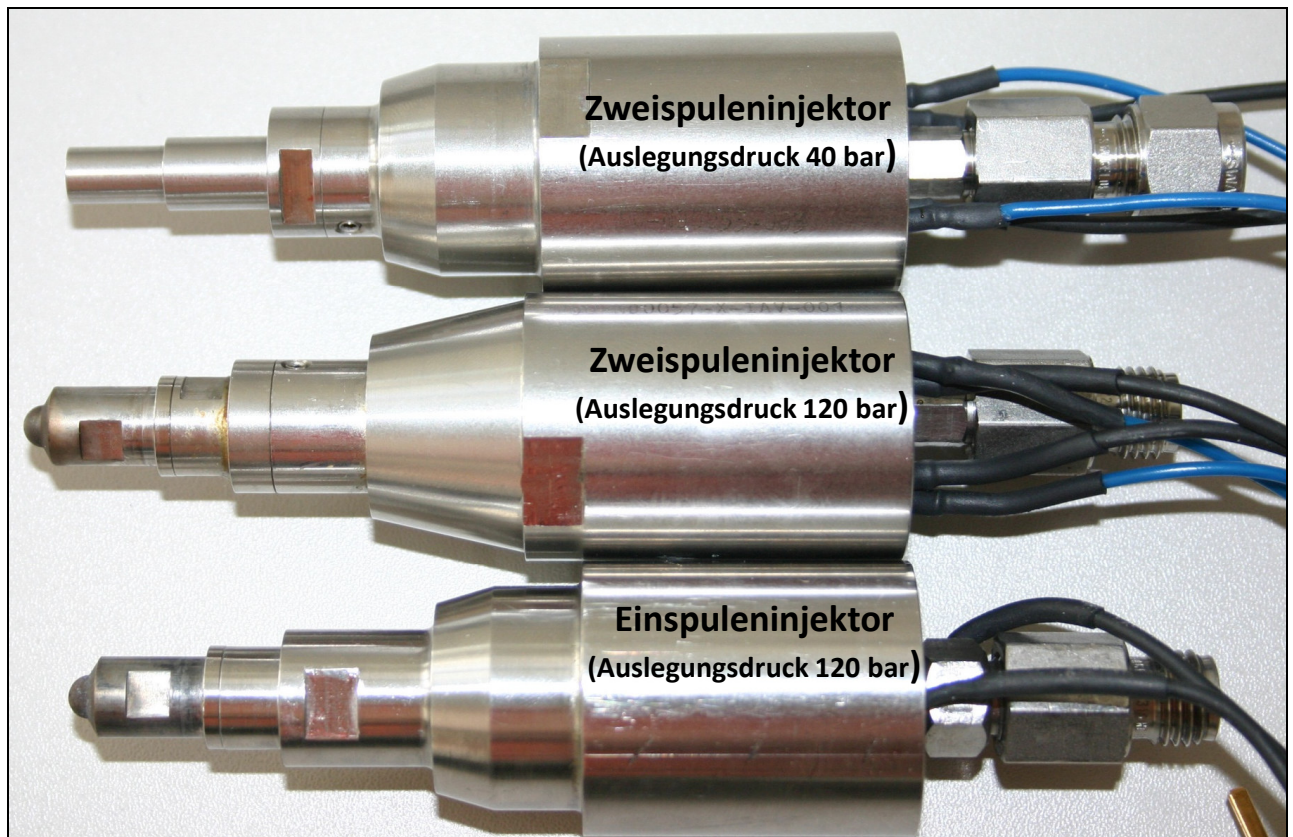


**Bild 2.44** Zeitfenster für die innere Gemischbildung bei der Wasserstoffverbrennung  
(Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 3 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 0,9$ , Raildruck = 120 bar)

Zur Vermeidung von Rückzündungen in das Saugrohr kann die Einblasung, wie aus **Bild 2.44** erkennbar, erst nach dem Schließen des Einlassventiles erfolgen. Dass bedingt zunächst in den meisten Fällen eine maximale Frühstellung der Einlass-Nockenwelle. In Abhängigkeit vom Einblase- und Zylinderdruck ergibt sich nun ein relativ kleines Fenster zur

Brennstoffeinbringung und Gemischbildung. Zur Erzielung einer großen Reichweite ist man bestrebt den Einblasedruck vergleichsweise niedrig zu halten, was aber nur geht, wenn man gleichzeitig die Öffnungsquerschnitte im Injektor vergrößert. So kann in kurzer Zeit eine größere Menge Wasserstoff direkt in den Brennraum gebracht werden. Andererseits steigen aber die Anforderungen an den Injektor deutlich, da ein präziseres Öffnen und Schließen in kürzerer Zeit notwendig ist, um die gewünschte Kraftstoffmenge exakt zu dosieren.

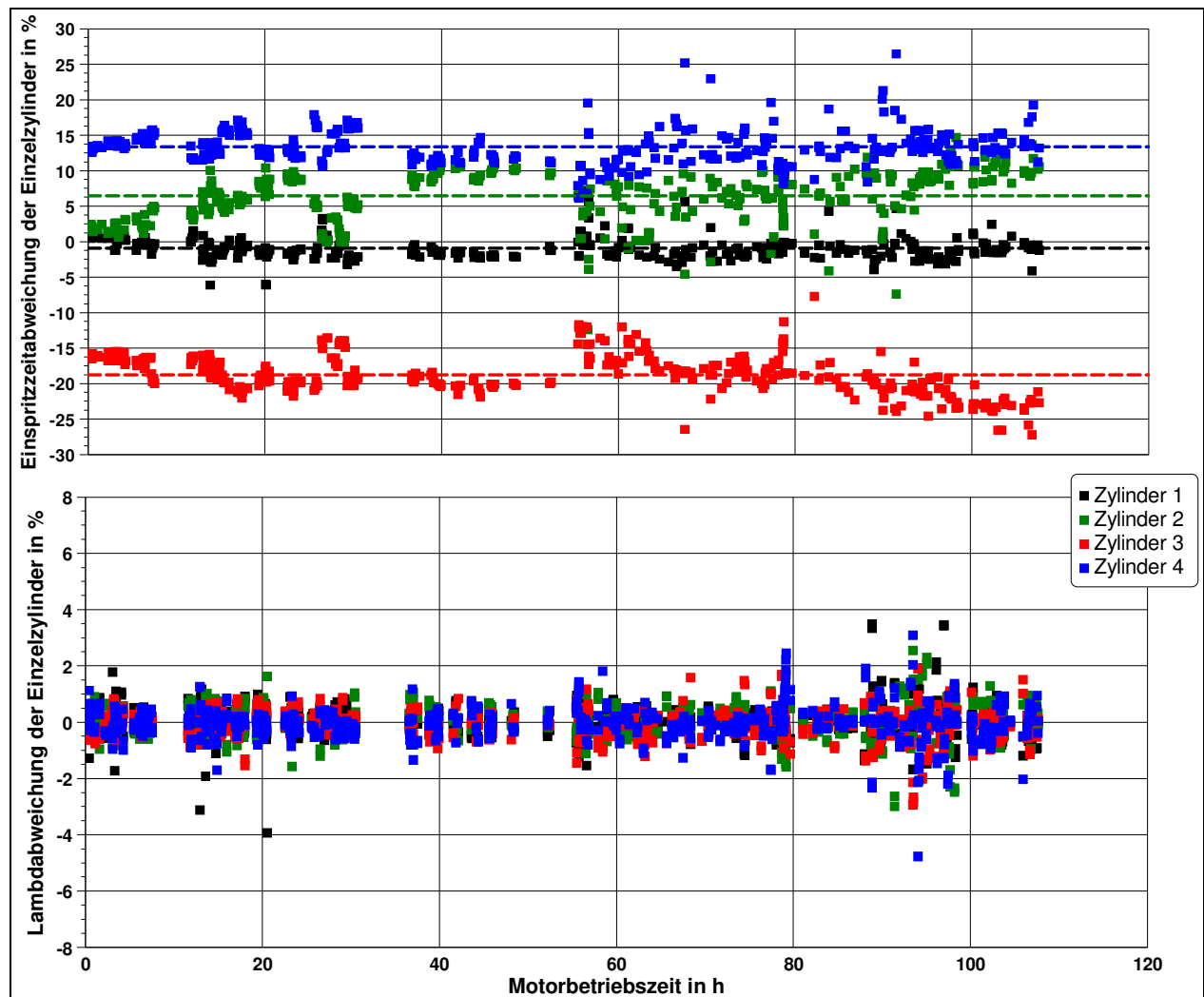
Um dieses Ziel zu erreichen und ein Prellen der Düsennadel zu vermeiden, war eine grundlegende Konstruktionsänderung des Injektors notwendig. Man ersetzte die Injektornadel durch ein Plattenventil, um einen größeren Querschnitt freigegeben zu können. Des Weiteren wurde nicht mehr nur das Öffnen des Injektors aktiv angesteuert, sondern es wurde eine zweite Spule eingesetzt, die den Injektor aktiv schließen konnte. Bei niedrigen Gasdrücken ist es bei dieser konstruktiven Ausführung erforderlich den Injektor aktiv zu schließen, da ein Aufdrücken über den Zylinderdruck sonst möglich ist. Im **Bild 2.45** sind die untersuchten Injektorbaustufen dargestellt, der Auslegungsdruck von 40 bar konnte in den Versuchen sogar bis auf 25 bar im Teillastbetrieb abgesenkt werden.



**Bild 2.45** *H<sub>2</sub>-DI-Injektoren (Zweispuleninjektoren mit Plattenventil und aktivem Schließen)*



Wie aus dem Bild erkennbar, handelt es sich hier um Prototypen, deren Fertigungsprozess nicht optimiert war und auch eine Untersuchung auf Dauerhaltbarkeit wurde nicht durchgeführt. So zeigte sich bei dem verwendeten Versuchsmotor mit hohen thermischen Anforderungen (indizierte Mitteldrücke  $p_{mi} > 24$  bar) schnell, dass die Standfestigkeit zu Beginn des Projektes nicht gegeben war und unkontrolliertes Austreten von Gas aus dem Injektor zu Glühzündungen führte [88], [89]. Ein Totalausfall des Injektors, oft schon nach wenigen Betriebsstunden, war zumeist die Folge.



**Bild 2.46** Langzeitverhalten des 40 bar-Zweispulen- $H_2$ -DI-Injektors

Wie im **Bild 2.46** dargestellt, wiesen die verwendeten Prototypen bereits zu Beginn der Untersuchungen deutliche Abweichungen in der Einspritzmenge auf, was sich in einer Abweichung der Einspritzzeit zum eingestellten Luftverhältnis dokumentierte. Da dies aber über die verwendete Motorsteuerung von Hand korrigiert werden konnte, war letztlich für das Projekt die Standzeit entscheidend. Die erreichten 100 Stunden sind zwar nicht zufriedenstellend, waren

aber für die Realisierung des fahrfähigen Prototypen ausreichend. Im Zuge einer Serienentwicklung müssen die Injektoren bezüglich der Streuung des Verhältnisses von Einspritzzeit und –menge sowie hinsichtlich des Langzeitverhaltens noch deutlich verbessert werden. Hierbei spielt die geeignete Auswahl der Materialpaarungen eine nicht zu unterschätzende Rolle, da auch hier wieder die Bildung von Metallhydriden möglich ist, was zu einer Versprödung der Oberflächen führen kann. Diese Versprödungen können dann unter dynamischer Belastung beim Öffnen und Schließen des Ventils zu Beschädigungen im Bereich der Dichtsitze führen, was einen raschen Ausfall des Injektors zur Folge hat. Verschärft wird dieses Problem durch die bereits erwähnte Tatsache, dass Wasserstoff unter fast allen im Motor vorherrschenden Luftverhältnissen brennbar ist. Somit besteht die Gefahr, dass bei nicht ordnungsgemäßen Schließen des Injektors die Wasserstoffflamme in den Bereich der Dichtsitze vordringt, was, wie bereits erwähnt, einen Totalausfall des Injektors nach sich zieht.

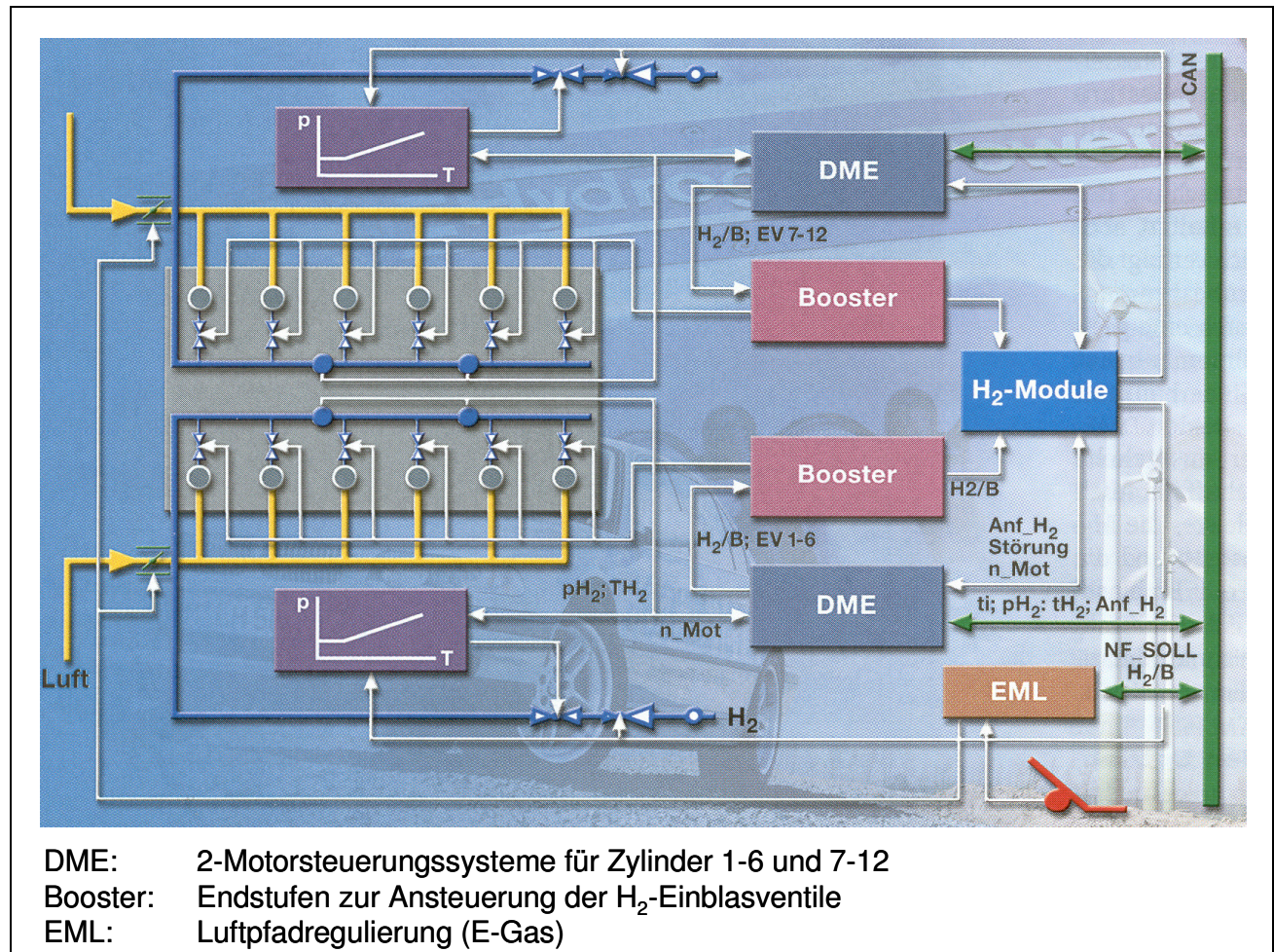


### 2.4.3 Motorsteuerung für den Wasserstoffbetrieb

Momentan gibt es im Gegensatz zu Erdgas- und Flüssiggas-Motormanagementsystemen noch keine einheitliche Systemarchitektur für Wasserstoffverbrennungsmotoren. Zum einen gibt es relativ wenige Konzept- und Kleinserienfahrzeuge, die sich auch noch stark in der jeweils verwendeten Gemischbildung unterscheiden. Das hat zur Folge, dass es für den jeweiligen Anwendungsfall zugeschnittene Lösungen im Entwicklungsstadium gibt. Problematisch ist, dass aus dem Bereich von Benzinmotoren bekannte Regelungsalgorithmen nur zum Teil für die Steuerung von Wasserstoffverbrennungsmotoren übernommen werden können. So ist bekannt, dass die heute üblichen Breitbandlambdasonden eine Wasserstoffquerempfindlichkeit aufweisen. Bei Benzinmotoren wird diese Querempfindlichkeit, aufgrund der nur in sehr geringen Mengen im Abgas enthaltenen  $\text{H}_2$ -Moleküle, vernachlässigt. Bei Wasserstoffverbrennungsmotoren wird dies je nach gewählten Gemischbildungsverfahren hinsichtlich des Regelverhaltens als problematisch angesehen. Bei Betrieb des Motors mit stöchiometrischem Luftverhältnis ist eine Korrektur der Kennlinie der Lambdasonde noch möglich, bei dem Wunsch den Motor mit der theoretisch möglichen Qualitätsregelung zu steuern, erweisen sich heute verfügbare Lambdasonden ab Luftverhältniswerten von  $\lambda > 2,0$  als unbrauchbar. Aus diesem Grund erfolgt die Qualitätsregelung bei der Wasserstoffgemischbildung zurzeit nur im vorgesteuerter Betrieb des Verbrennungsmotors [93]. Das heißt die zugeführte Kraftstoffmenge wird nicht, wie sonst üblich in einem Regelkreis mittels Lambdasonde überwacht. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass das Emissionsniveau (Stickoxide) bei Luftverhältniswerten von  $\lambda > 2,0$  sehr niedrig ist, kann ein derartiges Vorgehen in Kauf genommen werden. Bei einem Betrieb mit stöchiometrischem Luftverhältnis ist eine gut abgestimmte Gemischregelung aufgrund der hohen Stickoxidemissionen aber zwingend. Dies betrifft die Wahl des  $\lambda$ -Setpoints, der Periodendauer und der Amplitudenhöhe der sogenannten „Zwangsanregung“. Darunter versteht man, die Abstimmung der „Luftverhältnisschwankung“ um den vorgegebenen Sollwert (Setpoint) mit vorgeschriebener Amplitude und Schwingungsdauer. Nur so ist es möglich, die aufgrund der heißen, stöchiometrischen Wasserstoffverbrennung sehr hohen Stickoxidemissionen im Katalysator wirkungsvoll zu reduzieren. Auch hinsichtlich einer Onboard-Diagnose der Abgasnachbehandlungssysteme ist eine regelmäßige Schwankung des Luftverhältnisses notwendig, da deren Abweichung (in Form der Sauerstoffspeicherfähigkeit) mit der Lambdasonde nach dem Katalysator kontrolliert werden kann. Eine Veränderung des Wertes für

die Sauerstoffspeicherfähigkeit deutet auf ein nachlassendes Konvertierungsverhalten des Katalysators hin.

Im **Bild 2.47** sind die wichtigsten Funktionen eines bivalenten Motorsteuerungssystems für den Betrieb des Motors mit Wasserstoff dargestellt.



**Bild 2.47** Steuergeräteverbund und Signalleitungen für den Betrieb eines bivalenten V12-Wasserstoffmotors nach [93]

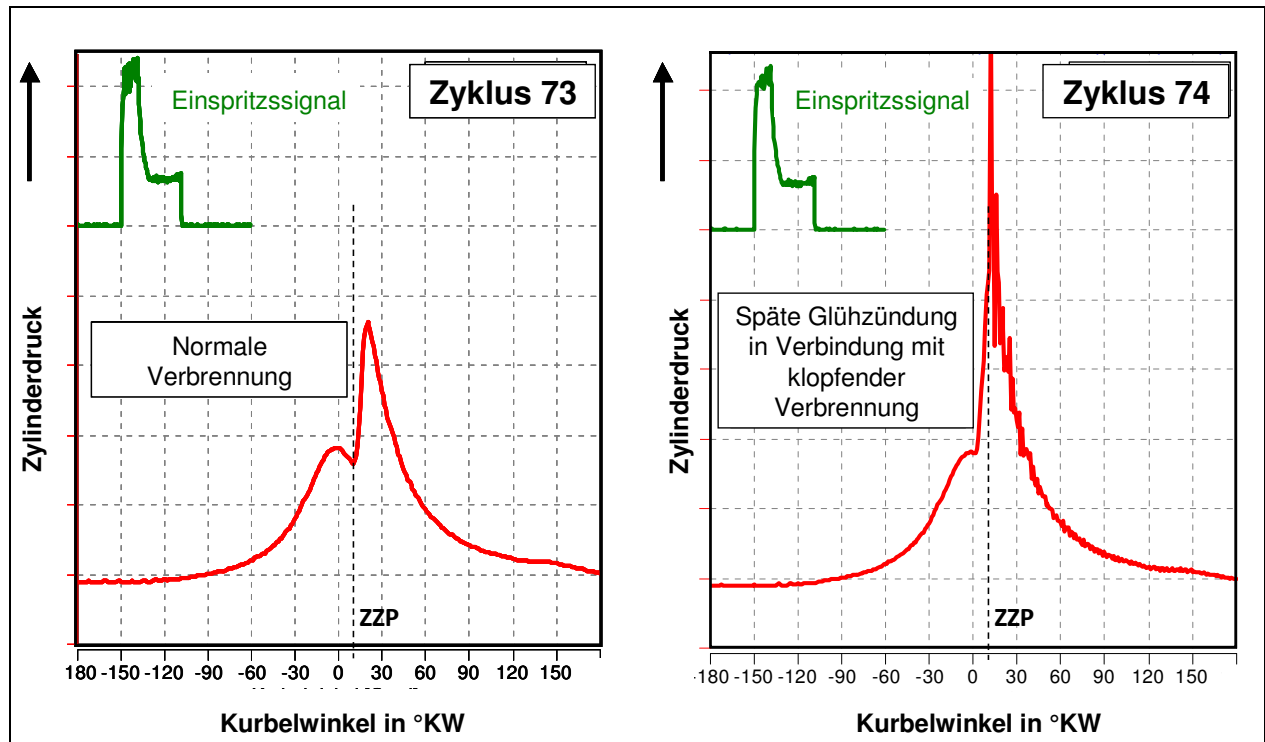
Bei dem vorgestellten System handelt es sich um einen mit Saugrohreninblasung betriebenen qualitätsgeregelten Motor. Anspruchsvoll hierbei ist die Regelung des Motormomentes, das nicht, wie sonst bei Ottomotoren üblich, über die Luftmasse gesteuert wird. Der Motor wird im gesamten Kennfeld mit konstanter Luftmasse, d.h. ohne einen Eingriff der Drosselklappe betrieben. So bleibt für die Laststeuerung nur die Kombination aus Zündwinkeleingriff und der Reduzierung der Einspritzmenge. Die Zündwinkelverstellung zur Momentanpassung ist bei H<sub>2</sub>-Motoren problembehaftet, da der Einfluss des Zündwinkels auf das abgegebene Moment (in Abhängigkeit vom Luftverhältnis) eher untergeordnet ist und die Reduzierung der Einblasmenge

bei Saugrohreinblasung über den relativ langsamen Luftpfad erfolgt. Damit sind Einschränkungen in der Dynamik des Fahrzeugs verbunden, die aufgrund der Minderleistung im Wasserstoffbetrieb gegenüber dem Benzinbetrieb sowieso schon deutlich eingeschränkt ist.

Ein wichtiger Punkt bei der Entwicklung und Abstimmung des Motormanagements für einen Wasserstoffmotor stellen die Sicherheits- und Überwachungsfunktionen dar. Das beinhaltet zum einen die Systemüberwachung der Wasserstoffversorgung des Verbrennungsmotors aufgrund des Gefährdungspotenzials. Zum anderen ist aber auch die Überwachung und Applikation des Brennverfahrens zur Vermeidung von Verbrennungsanomalien sehr aufwändig. Der Grund hierfür liegt in den Besonderheiten der Verbrennung von Wasserstoff in einem Hubkolbenmotor. Zum einen ist der Zündenergiebedarf eines  $H_2$ -Gemisches verglichen mit anderen Kraftstoffen sehr gering, so dass es sehr häufig zur ungewollten Entflammung in Form von klopfender Verbrennung oder Glühzündung kommt. Die Überwachung der klopfenden Verbrennung kann mittels der bekannten Klopfregelung durch Körperschallsensoren erfolgen, wobei eine sorgfältige Abstimmung auf die Wasserstoffverbrennung notwendig ist. Wasserstoff verbrennt bei stöchiometrischem Luftverhältnis mit einer so hohen Verbrennungsgeschwindigkeit, dass eine „normal“ abgestimmte Klopfregelung leicht auf eine klopfende Verbrennung schließen könnte. Problematischer als die klopfende Verbrennung ist aber die Entzündung des Kraftstoff-Luftgemisches vor dem Zündzeitpunkt durch heiße Stellen im Brennraum (Glühzündung). Diese ist durch die normale Klopfregelung nicht erkennbar, sondern kann nur mittels Zylinderdrucksensoren und der Signalverarbeitung in aufwändigen zylinderdruckgesteuerten Motormanagementsystemen erfasst werden. Um diesen Aufwand zu vermeiden, versucht man durch sorgfältige Applikation aller brennverfahrensrelevanten Parameter, Bereiche zu meiden, in denen verstärkt mit Glühzündungen zu rechnen ist. Besonders hervorzuheben ist, wie bereits erwähnt, ein Bereich mit einem Luftverhältnis von etwa  $\lambda = 1,2 \dots 2,0$  bei dem in Abhängigkeit von der Gemischbildung verstärkt mit Glühzündungen zu rechnen ist. Bei direkteindüsenden Motoren konnte zudem noch ein Einfluss des Einblasezeitpunktes sowie der Ladungsbewegung auf das Auftreten von Glühzündungen festgestellt werden. Hier muss möglichst spät eingeblasen und die Ladungsbewegung sollte möglichst hoch sein.

Wie hoch dieser Aufwand zur Vermeidung von Glühzündungen ist, kann aus dem **Bild 2.48** abgeschätzt werden. Ohne Änderungen an den Motorparametern erfolgt von einem Zyklus auf den anderen die Entflammung vor dem recht spät gewählten Zündzeitpunkt. Dieser Prozess ist, wenn nicht sofort eingegriffen wird, selbstverstärkend und führt zur Zerstörung des Motors. Ein Eingriff kann aber nur bei Direkteinblasung des Kraftstoffes in den Brennraum durch sofortige

Abschaltung der Einblasung erfolgen. Ein Zündungseingriff ist in diesem Fall nicht wirksam. Bei der Saugrohreninblasung ist aber ein Großteil des Saugrohres mit Gemisch gefüllt, sodass es einiger Arbeitsspiele bedarf, bevor über den langsamen Luftpfad Einfluss auf die Verbrennung genommen werden kann. Das kann für den Motor zu spät sein und in dieser Zeit sind dann bereits schwere Schäden, insbesondere im Bereich des Kolbens aufgetreten.

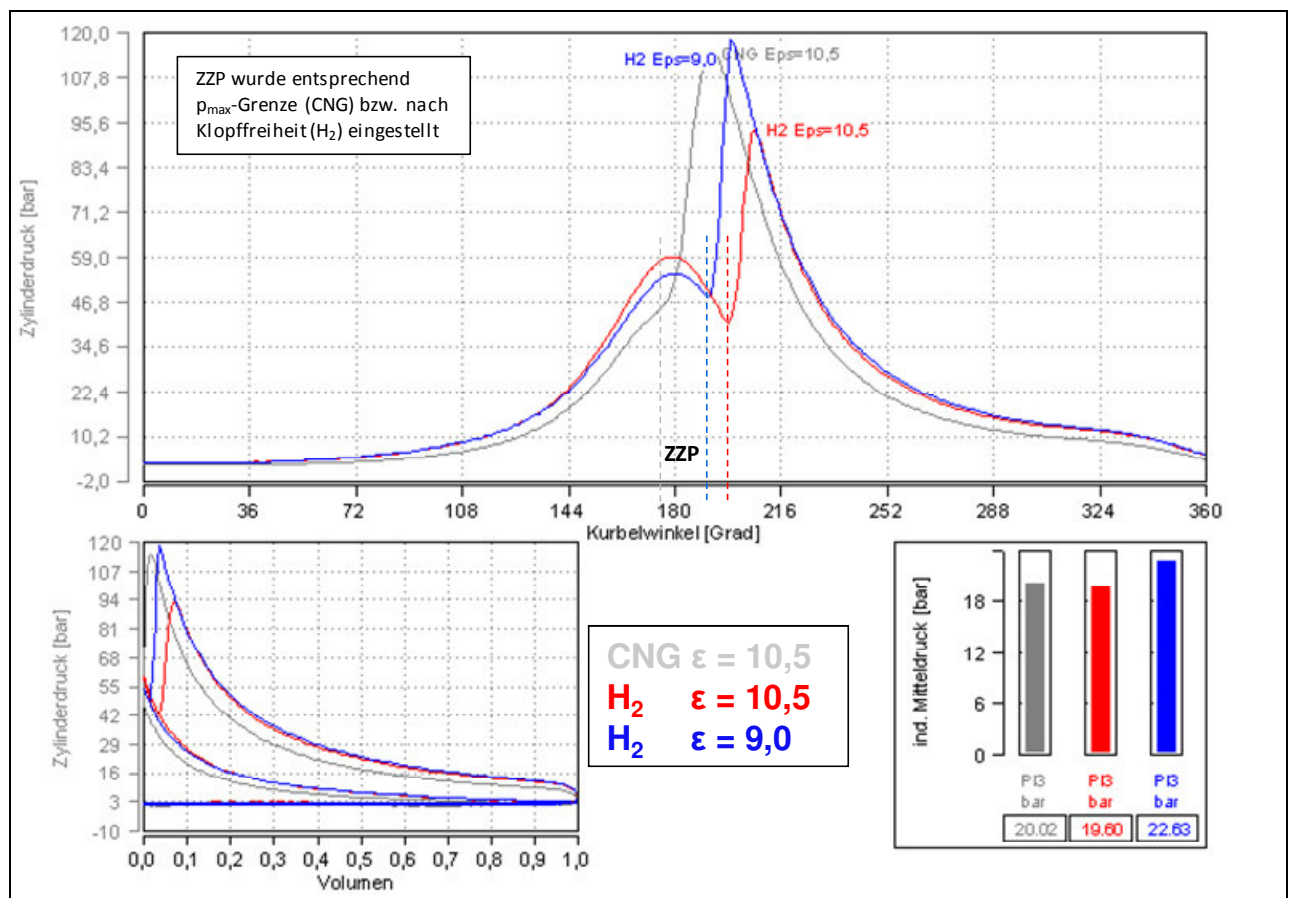


**Bild 2.48** Vorentflammung bei zwei aufeinanderfolgenden Verbrennungszyklen eines Wasserstoffmotors mit Direkteinblasung



### 2.4.4 Mechanische Änderungen an den Bauteilen des Verbrennungsmotors für den Betrieb mit Wasserstoff

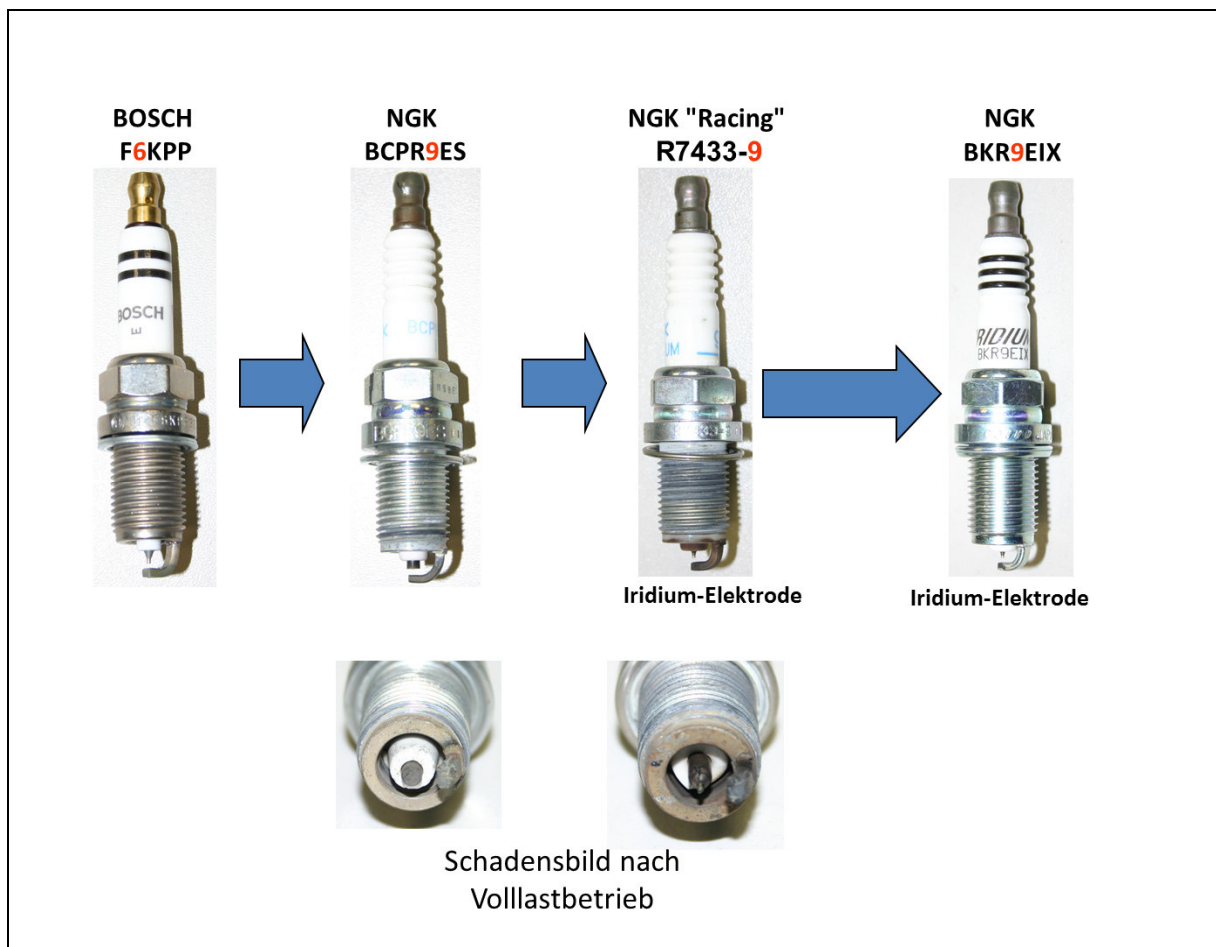
Zum einen gelten für die mechanischen Änderungen am Antriebsaggregat, auch bei Betrieb des Verbrennungsmotors mit Wasserstoff, die unter 2.2.4 gemachten Aussagen. Erschwerend kommt hinzu, dass Wasserstoff sehr schnell und mit hohen Temperaturen verbrennt (**Bild 2.49**). Die daraus resultierenden thermischen und mechanischen Belastungen muss das Triebwerk aushalten. Wie aus der Darstellung erkennbar, ist der Beanspruchungsverlauf aus der Gaskraft unterschiedlich zu der Erdgasverbrennung. So sind die Druckanstiegsgeschwindigkeiten deutlich höher, so dass auch hier im Rahmen der Triebwerksentwicklung entsprechende Auslegungsarbeit notwendig ist. Bei den heute üblichen Konzepten beschränkt man sich noch auf geringfügige Änderungen am Ausgangstriebwerk und nimmt eher Einbußen in der Leistungsfähigkeit des Wasserstoffantriebs in Kauf.



**Bild 2.49** Zylinderdruckverläufe bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen für CNG und Wasserstoff, siehe auch [92]

Folgende Änderungen am Motor sind im Wasserstoffbetrieb üblich:

- Anpassung des Verdichtungsverhältnisses
- Anpassung der Kolben an die hohen thermischen Belastungen (Ausdehnungsverhalten) und höhere Spitzendrücke
- Anpassung der Zündanlage (Zündenergie und Kerzenauswahl hinsichtlich Funkenkonzept, Elektrodenmaterial und Wärmewert)



**Bild 2.50** Verwendete Zündkerzen, ausgehend von der Serienkerze links und Auswirkungen des Wasserstoffbetriebs auf die Zündkerzen

Die Auswahl einer geeigneten Zündkerze für das jeweilige Brennverfahren ist eine gängige Praxis im Rahmen des Entwicklungsumfanges. In erster Linie erfolgt eine Anpassung der Wärmeableitung am Isolator der Kerze (Wärmewert der Kerze). Ziel ist es hierbei, dass je nach Brennverfahren und den herrschenden Temperaturen im Brennraum gewährleistet wird, dass sich an der Kerze keine Ablagerungen bilden, die unter Umständen zu einem Masseschluss führen. Bei Wasserstoffmotoren verwendet man aufgrund der hohen Temperaturen im Brennraum so



genannte kalte Kerzen. Die Angabe des Wärmewertes bezieht sich lediglich auf die Freibrenntemperaturen, nicht auf die Hitzebeständigkeit der Elektroden. Hier kann nur durch die Wahl eines Elektrodenwerkstoffes mit hohen Schmelzpunkten oder mit einer guten konstruktiven Gestaltung zur Wärmeabfuhr Abhilfe geschaffen werden. Zum Teil wird in der Literatur auf Kerzen mit Platin oder Iridium-Mittelelektroden verwiesen [94]. Diese Materialien besitzen Schmelzpunkte, die mit 1768 °C (Platin) und 2466 °C (Iridium) deutlich über den maximalen Stahlwerten von ca. 1500 °C liegen. Eigene Erfahrungen zeigten aber, dass insbesondere der Geometrie der Masselektrode erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden muss, um ein Abbrennen dieser Elektrode und die daraus folgenden Glühzündungen zu vermeiden (**Bild 2.50**).

Eine Lösung des Problems war nicht durch die Wahl einer Kerze mit anderem Wärmewert oder anderen Elektrodenmaterial, wie Iridium zu lösen. Während der Entwicklung verwendete man ausgehend von der serienmäßigen Kerze um 3 Einheiten kältere Kerzen, z.T. aus dem Rennsportbereich, ohne dass das Abrennen der Masselektroden vermieden wurde, was aufgrund der oben beschriebenen Materialabhängigkeit auch nachvollziehbar ist. Da das Abrennen der Masselektrode im Wasserstoffbetrieb nicht durch Änderung der Materialien der Elektroden zu verhindern war, griff man auf eine ungewöhnliche Kerzenkonstruktion zurück. **Bild 2.51** zeigt diese Kerze, die sich bei längerem Einsatz als standfest erwiesen hat, was in erster Linie auf die gute Wärmeableitung durch die massiven Masselektroden zurückgeführt wird.



**Bild 2.51** Volllastfeste Zündkerze für den Betrieb aufgeladener Wasserstoffmotoren

### 2.5 Übersicht Gasfahrzeugantriebe

In den vorhergehenden Abschnitten ist der Einsatz verschiedener gasförmiger Kraftstoffe im Hubkolbenmotor von Kraftfahrzeugen beschrieben worden. Im Rahmen dieser Übersicht sollen die Vor- und Nachteile der verschiedenen Gaskraftstoffe gegenüber gestellt werden. Wegen der geringen Reichweiten im Gasbetrieb und des noch relativ dünnen Tankstellennetzes handelt es sich bei den heute angebotenen Kraftfahrzeugen meist um bivalente Fahrzeuge, die mit herkömmlichem flüssigen Kraftstoffen (in der Regel Benzin) und gasförmigen Kraftstoffen parallel betrieben werden können [95]. Eine Übersicht über praktizierte und denkbare Lösungen für den Einsatz gasförmiger Kraftstoffe in Kraftfahrzeugen gibt die **Tabelle 5**.

Die Auslegung als bivalenten Antrieb, wie sie im **Bild 2.52** schematisch dargestellt ist, wird auch in Zukunft Bestand haben, da die Energiespeicherdichte gasförmiger Kraftstoffe bei einem alleinigen Betrieb mit Gas keine ausreichenden Reichweiten der Fahrzeuge zulässt. Zum anderen gibt es in Europa noch weite Gebiete, wo innerhalb des Aktionsradius von derzeitigen Gasfahrzeugen keine Infrastruktur für die Betankung der Fahrzeuge mit Gas vorhanden ist. Eine derartige Nutzungseinschränkung würde vom Käufer der Fahrzeuge nicht akzeptiert werden. Hier sind nur die bereits angesprochenen Insellösungen für Fahrzeuge im Verteiler- oder öffentlichen Nahverkehr denkbar, wo die eingeschränkte Reichweite der Fahrzeuge nicht nachteilig ist.

Bei bivalenten Fahrzeugen sind in der Regel die Motoren für den Betrieb mit flüssigen Kraftstoffen (Benzin) optimiert und die Gasverbrennung erfolgt nicht wirkungsgradoptimal. Deshalb ist es Ziel bei der Entwicklung zukünftiger Gasantriebe, die aus dem Bivalentbetrieb resultierenden Nachteile zu beseitigen und den Motor für die Verbrennung von Gas so zu optimieren, sodass Eigenschaften des Gases, wie hohe Klopfestigkeit optimal genutzt werden können. Mit einem derart optimierten Motor sind Kriterien wie Leistung, Kraftstoffverbrauch, Reichweite und Emission besser zu erfüllen, als dies heute der Fall ist. Berücksichtigt werden muss, dass Erdgas-Brennverfahren, wie sie bei Großmotoren oder im Nutzfahrzeugbereich Anwendung finden, nicht unmittelbar auf den Pkw-Bereich übertragen werden können. Zum einen unterscheidet sich das Anforderungsprofil, insbesondere im Instationärbetrieb deutlich, zum anderen sind aber auch im Bereich des Grundmotors deutliche Unterschiede bezüglich Drehzahl- und Spitzendruckfestigkeit vorhanden. Generell bleibt festzuhalten, dass als Basisaggregat für einen monovalenten Erdgasmotor in einem Pkw, in erster Linie Ottomotoren in Frage kommen. Die Eignung von Dieselmotoren für hohe Spitzendrücke ist zwar

grundsätzlich als Vorteil anzusehen. Demgegenüber stehen aber das vergleichsweise schmale Drehzahlband, die für ein Gasbrennverfahren ungeeignete Brennraumgeometrie (Kolben mit omega-förmiger Mulde, flaches Brennraumdach etc.) und nicht zuletzt die hohen Triebwerkskosten, resultierend aus der Auslegung für hohe Brennraumspitzendrücke, die zu erhöhten Gesamtfahrzeugkosten führen.

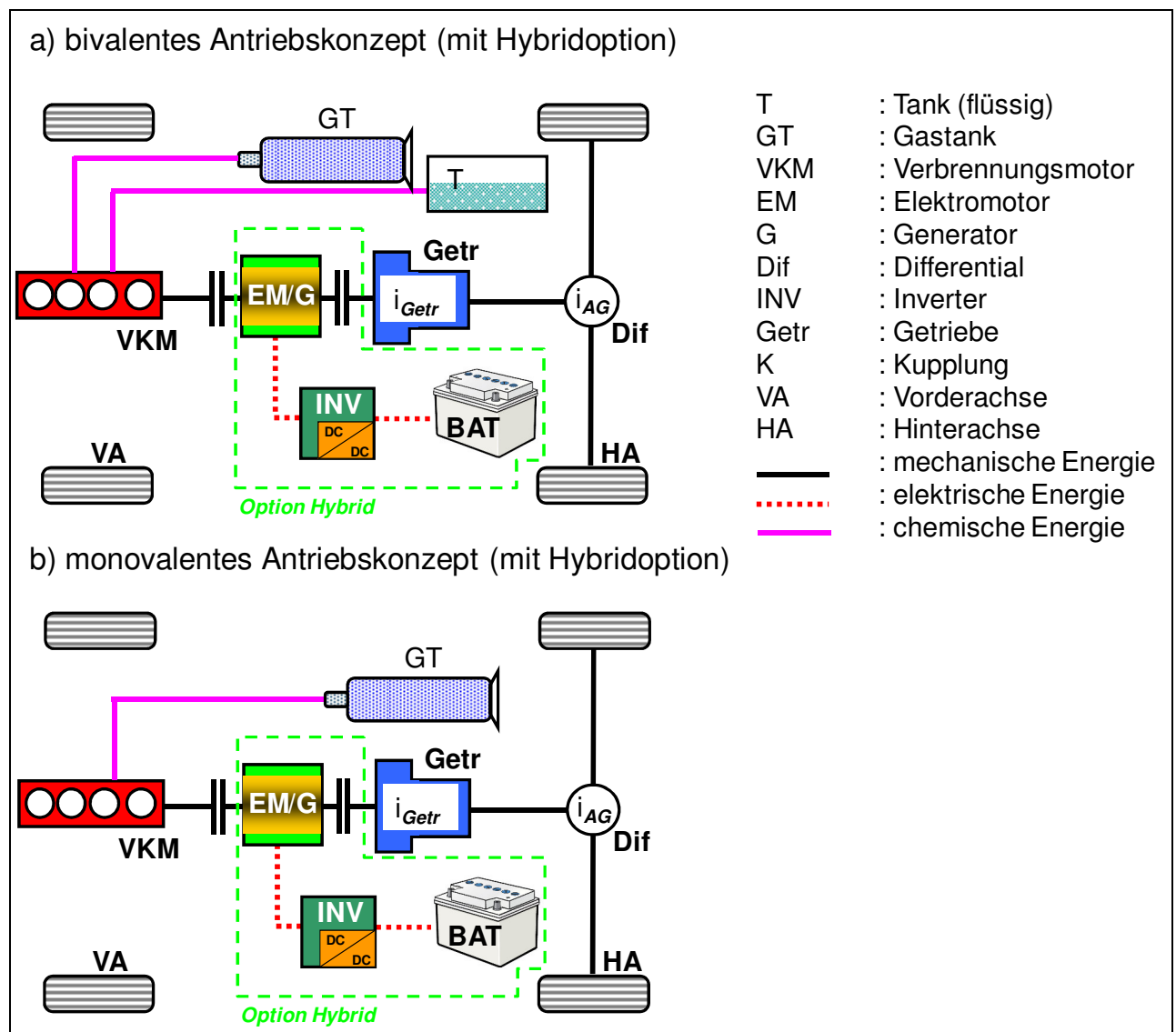
Nicht unerwähnt bleiben darf, dass die Gasbrennverfahren in der Regel auf Fremdzündung des Gemisches (Otto-Brennverfahren) basieren und somit in einem Dieselmotor erst entsprechende Zündmechanismen installiert werden müssten. Zündstrahlverfahren, bei denen die Entflammung durch Pilotkraftstoff (Diesel) erfolgt, werden im Großmotorenbereich angewendet, sind aber aufgrund einer Reihe von Nachteilen eher die Ausnahme. Zum einen ist hier die Problematik der Prozesssteuerung (Mischung aus Qualitäts- und Quantitätsregelung), die einen Einsatz im mobilen Bereich (Instationärverhalten) nahezu unmöglich macht. Auf der anderen Seite, stellt die Tatsache, dass hier zwingend immer zwei Kraftstoffe für den Betrieb des Motors notwendig sind, einen wesentlichen Nachteil dar. Darüber hinaus sind heutige Dieselmotoren zum Teil mehr als doppelt so teuer wie Benzinaggregate mit identischer Leistung, was bei den Mehrkosten für Gasfahrzeuge ebenfalls nachteilig zu Buche schlägt.

Ideal wäre ein spezielles Grundtriebwerk, das die für den Gasbetrieb positiven Bedingungen, wie hohe Spitzendruckfestigkeit, kompakte Brennräume, hohe Drehzahlfestigkeit von Otto- und Dieselmotoren vereinen würde. Aufgrund der derzeit geringen Stückzahlen von Erdgasfahrzeugen kann ein solches Triebwerk jedoch nicht kostengünstig produziert werden. So müssen bei der Verfahrensentwicklung von Anfang an die Restriktionen des Basistriebwerks, wie zum Beispiel die zu geringe Spitzendruckfestigkeit, berücksichtigt werden. Die zunehmende Verbreitung der Direkteinspritztechnik, kombiniert mit Aufladesystemen bei Fahrzeugbenzinmotoren, erlaubt aber auch hier einen immer größeren Entwicklungsspielraum. So besteht bei Benzindirekteinspritzmotoren ein größerer Freiraum bezüglich der Platzierung von Gasinjektoren im Saugrohr und aufgeladene Ottomotoren weisen heute schon Spitzendrücke bis zu 140 bar auf. Auf der anderen Seite sind aber auch neue Entwicklungsschwerpunkte zu betrachten, wie z.B. das Problem der Dauerhaltbarkeit der Benzininjektoren im Brennraum bei nicht vorhandener Kühlung durch den flüssigen Kraftstoff im Gasbetrieb.

Wie bereits erwähnt sind alle am Markt befindlichen Fahrzeugkonzepte bivalente Fahrzeuge (**Bild 2.52**). Da dieser Begriff insbesondere für Neuentwicklungen, bei denen Anpassungen hinsichtlich des Gasbetriebes vorgenommen wurden, nur noch selten verwendet wird, sollen die hier verwendeten Begriffe näher erläutert werden:

Tabelle 5 Alternative Gasantriebe im Vergleich zu konventionellen Antriebskonzepten

	Konventionelle Antriebe auf Basis flüssiger Brennstoffe		Konventionell und alternative Antriebe auf Basis gasförmiger Brennstoffe			
	Benzin	Diesel	Erdgas (CNG)	Flüssiggas (LPG /Autogas)	Wasserstoff	Sonstige (Onboard Reforming)
Primärenergieträger	Rohöl	Rohöl	Erdgas	Rohöl	Erdgas / regen. Energiequellen	Rohöl / Erdgas
Ausführungsform des Antriebs	monovalent	monovalent	bivalent	bivalent	bivalent	bivalent
Speicherung des Kraftstoffes	- flüssig (drucklos) - Kunststofftanks		- gasförmig (200 bar) - Druckgasflaschen in Stahl- oder Aluminium-verbundausführung mit Glas- oder Kohlefaser	- flüssig / gasförmig (druckabh. 5....40 bar) - Stahltanks	- gasförmig (350 / 700 bar) - Druckgasflaschen in Stahl- oder Aluminium-verbundausführung mit Glas- oder Kohlefaser - flüssig kryogen (2...4 bar / ca. -250°C) - Austenitischer Stahltank mit Vakuum- und Mehr-lagenisolierung [96]	- flüssig oder gasförmig je nach Ausgangsbasis (Benzin, Diesel, Erdgas)  - Kunststofftanks - Druckgasflaschen in Stahl- oder Aluminium-verbundausführung mit Glas-oder Kohlefaser
Energieumformer	Verbrennungsmotor				- Verbrennungsmotor - PEM-Brennstoffzelle	- Verbrennungsmotor - SOFC-Brennstoffzelle
Kraftübertragung	Mechanische Drehzahl- / Drehmomentwandler*				- Mechanische Drehzahl- / Drehmomentwandler* - Elektroantrieb	- Mechanische Drehzahl- / Drehmomentwandler* - Elektroantrieb
Fahrzeuganzahl in Deutschland	ca. 55 Millionen [97] davon 42,2 Millionen Pkw [100]		ca. 72.000 [48],[100]	ca. 419.000 [98],[100]	keine Angaben, <100	keine Angaben, <100
Tankstellen in Deutschland	14.744, (Stand 2011) [47],[100]		887, (Stand 2011) [50],[100]	6219, (Stand 2011) [50],[100]	20, (Stand 2011) [99]	14.744, (Stand 2011) [47],[100]
* Hybridantrieb mit zusätzlichen E-Maschinen und elektr. Energiespeicherung möglich						



**Bild 2.52** Energieströme bei bivalenten und monovalenten Gasfahrzeugen

### Merkmale bivalenter Gasfahrzeuge

- Betrieb des Verbrennungsmotors mit zwei Kraftstoffen (flüssig und gasförmig)
- Vorhandensein von zwei getrennten Kraftstoffversorgungssystemen (Tanks, Leitungen, Pumpen, Druckregelventilen, Absperr- und Berstventilen, Injektoren usw.)
- Optimierung des Brennverfahrens auf den Hauptenergieträger (Benzinbetrieb)
- Auslegung der Motorsteuerungssysteme auf den Hauptenergieträger (Benzinbetrieb)
- Gasbetrieb ohne Optimierungen an der Hardware des Antriebssystems
- Steuerung und Regelung des Gasbetriebes in der Regel als ad on-Lösung
- Häufig als nachträglich aufgerüstetes Fahrzeug anzutreffen

### **Merkmale monovalenter Gasfahrzeuge**

- Betrieb des Verbrennungsmotors ausschließlich mit gasförmigen Kraftstoff
- Vorhandensein nur eines Kraftstoffversorgungssystems für den Gasbetrieb (Tank, Leitungen, Pumpen, Druckregelventil, Absperr- und Berstventil, Injektoren usw.)
- Optimierung des Brennverfahrens auf den Gasbetrieb
- Auslegung des Motorsteuerungssystems für den Gasbetrieb
- Motor mechanisch und thermodynamisch für die Gasverbrennung ausgelegt
- Serienfinalprodukt eines Fahrzeugherstellers

Bisher stellen lediglich die Gasfahrzeuge, die mit fossilen Gasen angetrieben werden ein kleines überschaubares Spektrum (ca. 500.000 Fahrzeuge) innerhalb der mehr als fünfzig Millionen zugelassenen Fahrzeuge in Deutschland dar. Die starke Zunahme von Flüssiggasfahrzeugen darf nicht darüber hinweg täuschen, dass hiermit kaum Einsparungen hinsichtlich der CO<sub>2</sub>-Emission möglich sind. Positiv hierbei ist aber, dass sämtliche Fraktionen des Rohöles durch die Nutzung von Propan und Butan als Kraftstoff für mobile Anwendungen erschlossen werden.

Wasserstoff galt über Jahrzehnte als die Technologie für den emissionsfreien Antrieb (abgesehen von NO<sub>x</sub> bei Wasserstoffverbrennungsmotoren). Es bleibt abzuwarten, ob die Anstrengungen, die derzeit unternommen werden die Akkumulatortechnik für Elektrofahrzeuge zu verbessern ausreichend sind, um den Energieträger Wasserstoff im Kraftfahrzeug überflüssig zu machen. Bis zur Klärung dieser noch offenen Frage ist Erdgas mehr als eine Übergangslösung. Wie bereits gezeigt ist mit dieser Fahrzeugtechnologie eine CO<sub>2</sub>-Emissionsenkung um deutlich mehr als 25% möglich. Bei konsequenter Fahrzeug- und Motorenentwicklung ist eine weitere Emissionsabsenkung möglich, ohne dass der Kunde wesentliche Einschränkungen bei den Fahrzeugeigenschaften hinnehmen muss.



### 2.6 Der Erdgasantrieb als Schlüsseltechnologie zum emissionsarmen Antrieb

Die Beschreibung der heute üblichen Antriebskonzepte in den vorhergehenden Abschnitten zeigen starke Ähnlichkeiten hinsichtlich des Erdgas- und des Wasserstoffantriebes in Verbindung mit Hubkolbenverbrennungsmotoren auf. Obwohl es sich bei Erdgas immer noch um einen fossilen Brennstoff handelt, so stellt er doch eine Alternative zu den aus Rohöl gewonnenen Produkten wie Flüssiggas für die Mobilität im 21. Jahrhundert dar. Ziel muss es nun einerseits sein, die Effizienz von Erdgasfahrzeugen in Verbindung mit steigenden Anforderungen an die Fahrleistungen zu verbessern und somit langfristig den Weg zur Verwendung von Erdgas im mobilen Bereich zu ebnen. Im Jahr 2007 war bereits ein Anstieg der Zulassungszahlen von Gasfahrzeugen zu verzeichnen, immerhin eine Steigerungsrate von mehr als 45% bei Erdgasfahrzeugen und 210% bei Flüssiggasfahrzeugen [98]. Bedauerlich ist, dass die höheren Steigerungsraten auf die technisch anspruchsloseren Flüssiggasfahrzeuge fallen, die zudem keine echte Alternative zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung darstellen. So stagnieren die Zahlen für Erdgasfahrzeuge seit einigen Jahren bei einer Zahl um 70 000 Fahrzeuge, während mittlerweile mehr als 419.000 LPG-Fahrzeuge zugelassen sind.

Soll das Ziel, Fahrzeuge emissionsfrei und möglichst aus regenerativen Energiequellen mit Gas anzutreiben (Elektrolyse von H<sub>2</sub> aus Windkraft- und Solarstrom), weiter verfolgt werden, so führt der Weg nur über die zurzeit erhältlichen Erdgasfahrzeuge. Zum einen sind die Druckspeichertechniken bei Erdgas und Wasserstoff sehr ähnlich und auch von Seiten der Brennverfahren im Hubkolbenverbrennungsmotor gibt es Parallelen. Das Schlüsselproblem für die Anwendung des Wasserstoffes im Fahrzeugbereich stellt das Speicher- und Infrastrukturproblem dar, für das es bis dato keine befriedigende Lösung gibt. Das Infrastrukturproblem möchte man über den „Umweg“ Erdgas lösen, indem man die mittlerweile vorhandene Erdgasinfrastruktur nutzt und dem Erdgas immer mehr (regenerativ erzeugten) Wasserstoff beimengt. Derartige Szenarien sind seit langen unter dem Begriff Hythane® als Kraftstoff bekannt. Die Beimengung von Wasserstoff zu dem Erdgas kann auch ein Problem der Erdgasverbrennung lösen, nämlich die schwere Entflammbarkeit der Methanmoleküle, worauf in dieser Arbeit noch eingegangen wird.

Zur Zeit beschäftigen sich eine Reihe von Forschungsprojekten mit der Möglichkeit die Verbrennungseigenschaften konventioneller Kraftstoffe durch Beimengung von Wasserstoff zu verbessern, wobei die Mischung des gasförmigen Erdgases mit den leicht entflammaren H<sub>2</sub>-Molekülen bisher am vielversprechendsten ist [101], [102].

Man darf gespannt sein, ob sich diese Entwicklungen hinsichtlich der Fahrzeugantriebskonzepte durchsetzen können – dem Hubkolbenverbrennungsmotor, in Verbindung mit neuen, regenerativen Kraftstoffen, wird trotz starker Konkurrenz durch elektrisch angetriebene Konzepte noch lange seine Zukunft gehören. Auf dem Weg zum emissionsfreien Antrieb steht die Reduzierung der Emissionen und da bietet der Erdgasantrieb, wenn es gelingt ihn effizienter und leistungstärker zu machen, die besten Voraussetzungen.

### 3. Stand der Technik von Erdgasmotoren im Kraftfahrzeug

#### 3.1 Gasförmige Kraftstoffe und ihre Eigenschaften

Die zunehmende Verknappung der Rohölreserven führt immer stärker zur Nutzung und Verbreitung alternativer Antriebsquellen für den mobilen Verkehr. Die Verwendung gasförmiger Energieträger ist im Bereich der stationären Energieanwendungen seit Jahrzehnten üblich. Auf den Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen im mobilen Bereich wurde jedoch weitgehend verzichtet, was nicht auf die Verbrennungseigenschaften dieser Energieträger zurückzuführen ist. Problematisch ist hier in erster Linie die bei Umgebungsbedingungen vorhandene geringe Energiespeicherdichte der Brenngase. Dieser geringe Energieinhalt und darüber hinaus die Probleme bei Betankung, der Speicherung und dem Transport von gasförmigen Kraftstoffen im Kraftfahrzeug (z.B. Packageproblemen bei Druckspeicherung) verhinderten, insbesondere beim Pkw die Verbreitung der Nutzung von gasförmigen Brennstoffen. Auch die Verfügbarkeit gasförmiger Brennstoffe für Kraftfahrzeuge ist aufgrund der fehlenden Infrastruktur noch stark eingeschränkt.

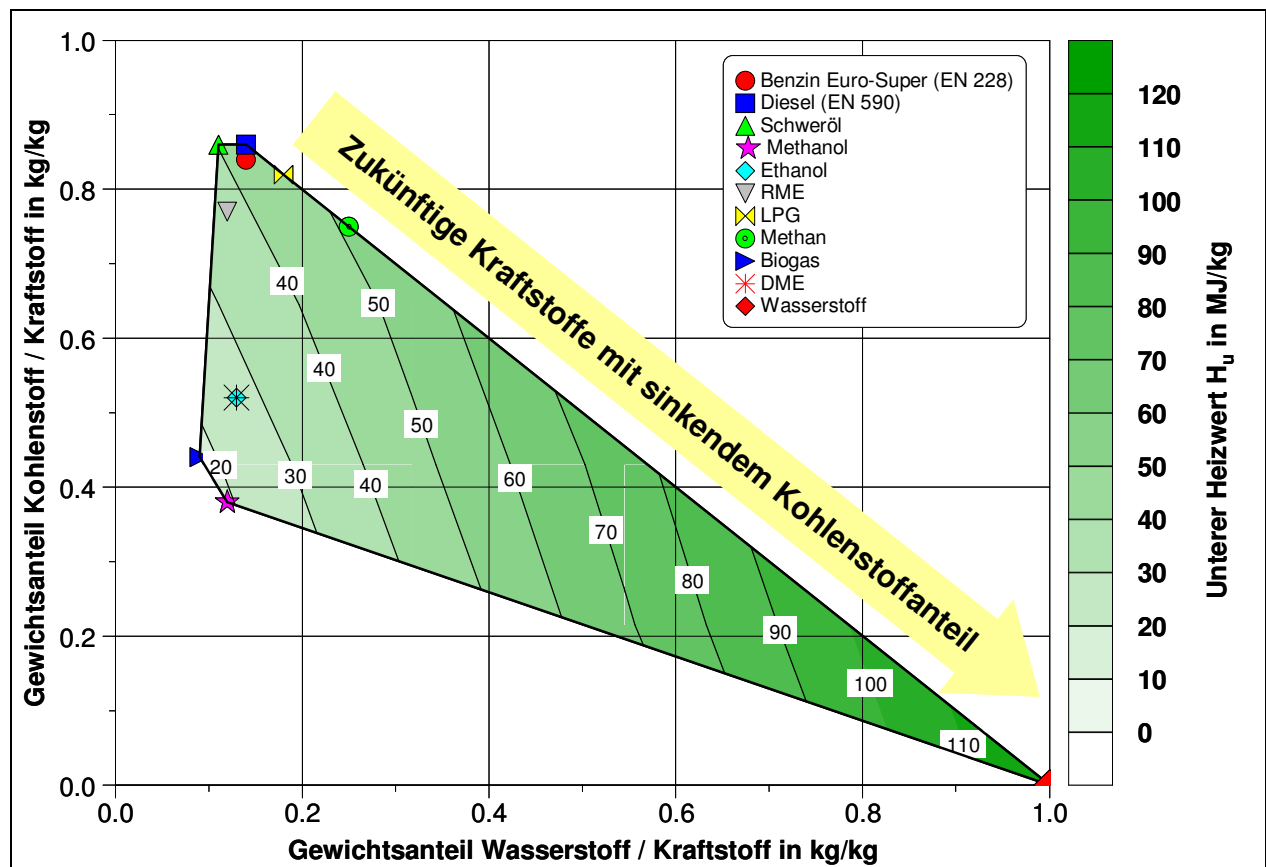
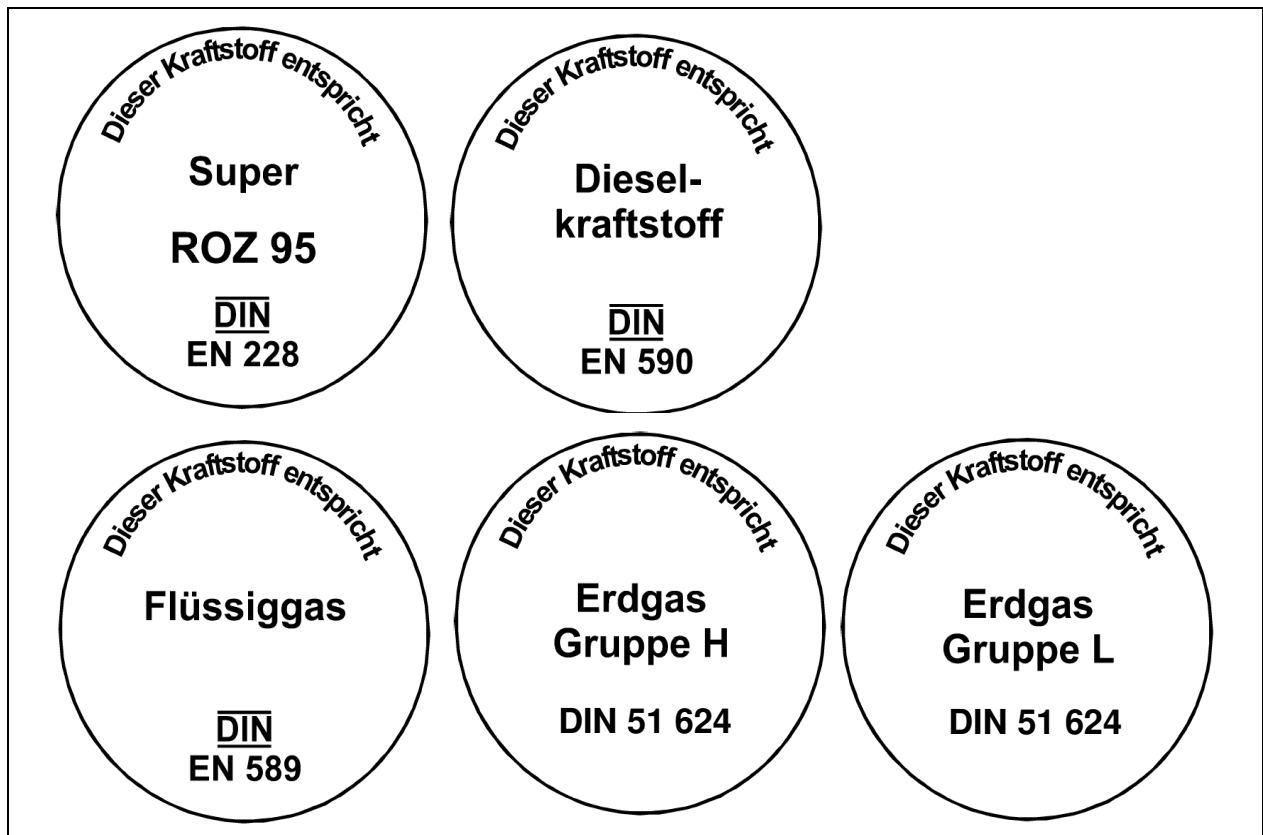


Bild 3.1 C, H-Massenanteile verschiedener Kraftstoffe [103]

Erdgas nimmt im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen, als der fossile Kraftstoff mit dem höchsten Anteil an gebundenen Wasserstoff, hinsichtlich der Vermeidung des klimarelevanten CO<sub>2</sub>-Ausstosses eine Schlüsselstellung ein (siehe **Bild 3.1**). Das führt dazu, dass Erdgas als Bindeglied zum emissionsfrei verbrennenden Sekundärenergieträger Wasserstoff betrachtet wird, da die verwendeten Technologien hinsichtlich Speicherung und Umsetzung im Fahrzeug sehr ähnlich sind. Darüber hinaus eignet sich Erdgas hervorragend für Mischungen mit Wasserstoff und die Erzeugung von Wasserstoff mit partieller Oxidation in Reformern an Bord des Fahrzeuges.



**Bild 3.2** Kennzeichnungspflicht der in Deutschland erhältlichen Kraftstoffe [104]

Die in Deutschland für den Betrieb von Kraftfahrzeugen zugelassenen Kraftstoffe unterliegen den Bestimmungen der „Verordnung über die Beschaffenheit und die Auszeichnung von Kraftstoffen“ (10. BImSchV) [104]. Darin ist festgelegt, welche Mindestanforderungen die Kraftstoffe besitzen müssen und wie sie entsprechend an den Tankstellen für den Verbraucher zu kennzeichnen sind (**Bild 3.2**). Dabei fällt auf, dass es für Erdgas als Kraftstoff bis dato keine einheitliche europaweit gültige Norm gibt, sondern lediglich in Deutschland die Bestimmungen der DIN 51624 bindend sind. Diese Norm gilt seit 1.1.2009, bis dahin waren die Regelungen der

Deutschen Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V. (DVGW) gültig. Diese regeln die Anforderungen für die Einspeisung von Erdgas in das öffentliche Netz.

**Tabelle 6** Eigenschaften gasförmiger Kraftstoffe im Vergleich zu flüssigen Kraftstoffen, nach [83], [105], [106]

	Einheit	Benzin nach EN 228	Diesel nach EN 590	LPG nach EN 589	CNG nach G260 DVGW (DIN51624)		H <sub>2</sub>
					L-Gas	H-Gas	
Normdichte (1013 hPa, 0°C)	kg/m <sup>3</sup>	730...780	820...860	2,25 (flüssig 540)	0,73...0,83	0,80...0,83	0,089 (flüssig 71/- 253°C)
Heizwert	MJ/kg	43,0	42,8	45,84	34,3...40,3	46...49,2	120,0
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg <sub>Luft</sub> /kg <sub>Kst</sub>	14,5	14,6	15,5	13,8	17,0	34,3
Gemischheizwert äußere Gemisch- bildung ( $\lambda=1,0$ )	MJ/m <sup>3</sup>	3,83	-	3,68	2,86...3,36	3,19...3,42	3,2
Gemischheizwert innere Gemisch- bildung ( $\lambda=1,0$ )	MJ/m <sup>3</sup>	3,83	3,79	3,82	3,21...3,77	3,49...3,74	4,53
Massenanteile <sup>1)</sup>	%						
c:		0,84	0,86	0,82	0,53	0,73	0
h:		0,14	0,14	0,18	0,17	0,22	1,0
o:		0,02	0	0	0	0	0
n:		0	0	0	0,28	0,19	0
Siedetemperatur	°C	30...190	170...350	-30	-162 <sup>2)</sup>	-162 <sup>2)</sup>	-253
Verdampfungs- enthalpie	kJ/kg	420	300	353	510 <sup>2)</sup>	510 <sup>2)</sup>	450
Zündtemperatur mit Luft	°C	230...450°C	≈250°C	487	583...618	600...618	585
Zündgrenzen in Luft	$\lambda$	0,4...1,4	0,48...1,35	0,4...1,7	0,7...2,1 <sup>2)</sup>	0,7...2,1 <sup>2)</sup>	0,5...10,5
laminare Flammen- geschwindigkeit (bei $\lambda=1,0$ )	m/s	0,40	0,40	0,40	0,41	0,43	2,30
Minimale Zündenergie (bei $\lambda=1,0$ )	mJ	0,24	0,24	0,26 <sup>3)</sup>	0,29 <sup>2)</sup>	0,29 <sup>2)</sup>	0,017
ROZ	-	95	-	100			-
MOZ	-	85	-	95			-
CZ	-	-	>51	-	-	-	-
MZ	-	-	-	18	86...103	75...92	0

1) ausgewählte Kraftstoffanalyse

2) Werte für Methan

3) Werte für Propan

Von Seiten des Fahrzeugherstellers muss aufgrund fehlender Normen das breite Spektrum der in Europa erhältlichen Erdgasqualitäten abgedeckt werden, was erheblichen Aufwand und auch Nachteile hinsichtlich der Auslegung in Richtung des Wirkungsgradoptimums nach sich zieht. Problematisch ist hierbei, dass brennverfahrensrelevante Parameter, wie z.B. die Methanzahl bisher nicht Inhalt des Arbeitsblattes G 260 der DVGW sind. In der DIN 51624 werden zwar Grenzen angegeben, die aber so weit gesteckt sind, dass alle verfügbaren Erdgase, diese einhalten. Für den Entwickler von Motoren hingegen, sind derart weite Grenzen nicht zielführend, da er das Brennverfahren nur auf die geringste Methanzahl auslegen kann. Darüber hinaus muss festgestellt werden, dass die Aufbereitung von Erdgas als Kraftstoff, d.h. die Komprimierung und Trocknung zu Veränderungen in der Kraftstoffzusammensetzung führen kann. Dies haben nicht zuletzt Erfahrungen aus der Serienerprobung von Gasfahrzeugen gezeigt. So wurde zum einen festgestellt, dass ein Teil der Erdgastankstellen Kompressoren verwendet, deren Schmieröleintrag zu hoch ist. Dieses Schmieröl hat positive aber auch negative Effekte. Zum einen kann die Verbrennung negativ beeinflusst werden, was sich in erhöhten HC-Emissionen bis hin zu Klopf Schäden äußern kann. Zum anderen kann bei zu hohem Anteil an Öl im Erdgas ein Verkleben der Injektoren auftreten, was zu unzureichender Gemischbildung und Verbrennungsstabilität führt. Ein gewisser Anteil von Schmieröl im Kraftstoff Erdgas ist bezüglich der tribologischen Verhältnisse an den Injektor- und Ventilsitzen als positiv anzusehen. Nachteilig ist hier wieder die Besonderheit des Erdgasfahrzeuges zu sehen. Während sonstige Fahrzeuge nur im Ausnahmefall immer an derselben Tankstelle tanken, kommt es aufgrund des kleinen Aktionsradius und der geringen Anzahl der Erdgastankstellen wesentlich häufiger dazu, dass die Fahrzeuge immer an der gleichen Tankstelle betankt werden. Somit wirkt sich ein Schmieröl einfluss, ob nun positiv oder negativ wesentlich stärker auf das jeweilige Fahrzeug aus, was zu stark unterschiedlichen Ergebnissen bei den Feldtest in der Fahrzeugentwicklung, aber auch im Kundengebrauch führt. Bei der Aufbereitung des Erdgases an den Tankstellen erfolgt neben der Komprimierung eine Trocknung des Gases, indem durch installierte Filter dem Gas das Wasser entzogen wird. Auch hier wurde im Rahmen von Entwicklungsarbeiten festgestellt, dass der Wassergehalt nicht konstant war und z.T. lange vor Erreichen der Wechselintervalle der Tankstellenfilter (in der Regel 1800 h) zu hoch war. Dies kann ebenfalls Folgen für den Fahrzeugbetrieb haben. So können sich in Verbindung mit säurebildenden Gasbestandteilen korrosive Substanzen bilden und die Gastanks von innen schädigen. Auch die tribologischen Verhältnisse an den Ventil- und Injektorsitzen sowie die Verbrennung im Brennraum werden durch einen zu hohen Wasseranteil im komprimierten

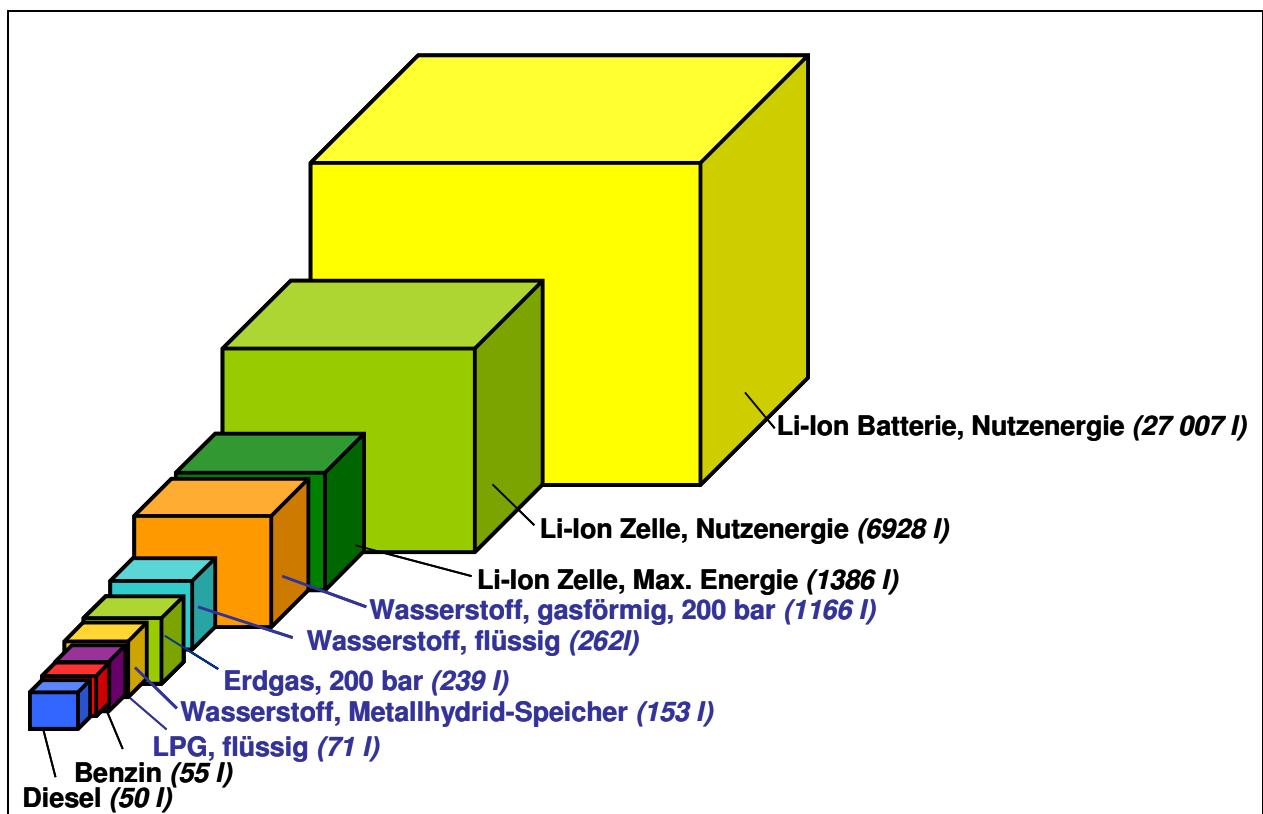


Erdgas beeinflusst. Hinsichtlich der Bildung von Stickoxiden kann ein hoher Wasseranteil im Kraftstoff sich positiv auswirken und auch das Klopfverhalten positiv beeinflussen.

In der **Tabelle 6** sind die z.T. genormten für die Verbrennung wichtigen Kennziffern gasförmiger Kraftstoffen den gebräuchlichen flüssigen Brennstoffen gegenübergestellt, wobei der Vollständigkeit halber erwähnt werden muss, dass es für die Qualität von Wasserstoff oder wasserstoffhaltigen Gasen für die Anwendung in Fahrzeugen zur Zeit noch keine verbindlichen Normen gibt.

#### 3.1.1 Energiespeicherdichte in Abhängigkeit vom Speicherkonzept

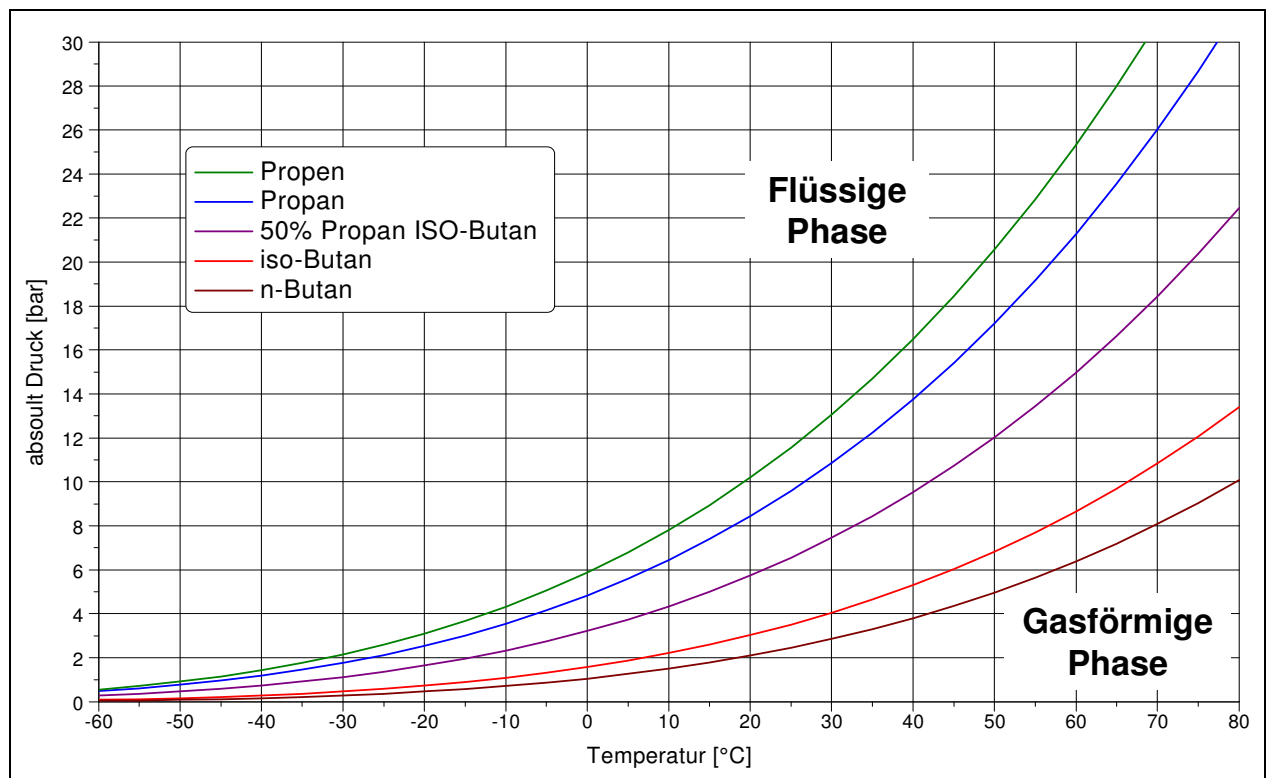
Ein wesentlicher Nachteil für die Nutzung gasförmiger Kraftstoffe im Fahrzeug stellt die geringe Energiedichte der Brennstoffe unter Normbedingungen dar. Um die Energiemenge für heute übliche Aktionsradien der Fahrzeuge in Form eines gasförmigen Kraftstoffes zu transportieren, ist ein Vielfaches des Raumbedarfes gegenüber flüssigen Kraftstoffen notwendig (**Bild 3.3**).



**Bild 3.3** Speichervolumina alternativer Energiequellen nach [107]

Hierbei ist noch nicht berücksichtigt, dass der tatsächliche Packageraumbedarf bei Druckspeicherung von Erdgas- oder Wasserstoff noch wesentlich höher ist, da die Drucktanks in ihrer Formgestaltung recht eingeschränkt sind. Ebenso ist bei der kryogenen Wasserstoffspeichertechnik der Raumbedarf für die Isolierung des tiefkalten Wasserstoffs noch nicht berücksichtigt.

Flüssiggas bietet hinsichtlich der Speicherung am Fahrzeug einen wesentlichen Vorteil, da es bei Umgebungsbedingungen und relativ geringen Drücken in flüssiger Form vorkommt, wie aus der Dampfdruckkurve **Bild 3.4** erkennbar ist. Daraus resultiert die für Gase vergleichsweise hohe Dichte. In Verbindung mit dem hohem gravimetrischen Heizwert sind so bei Drücken von < 15 bar schon akzeptable Energiedichten im Tank für Flüssiggas vorhanden.

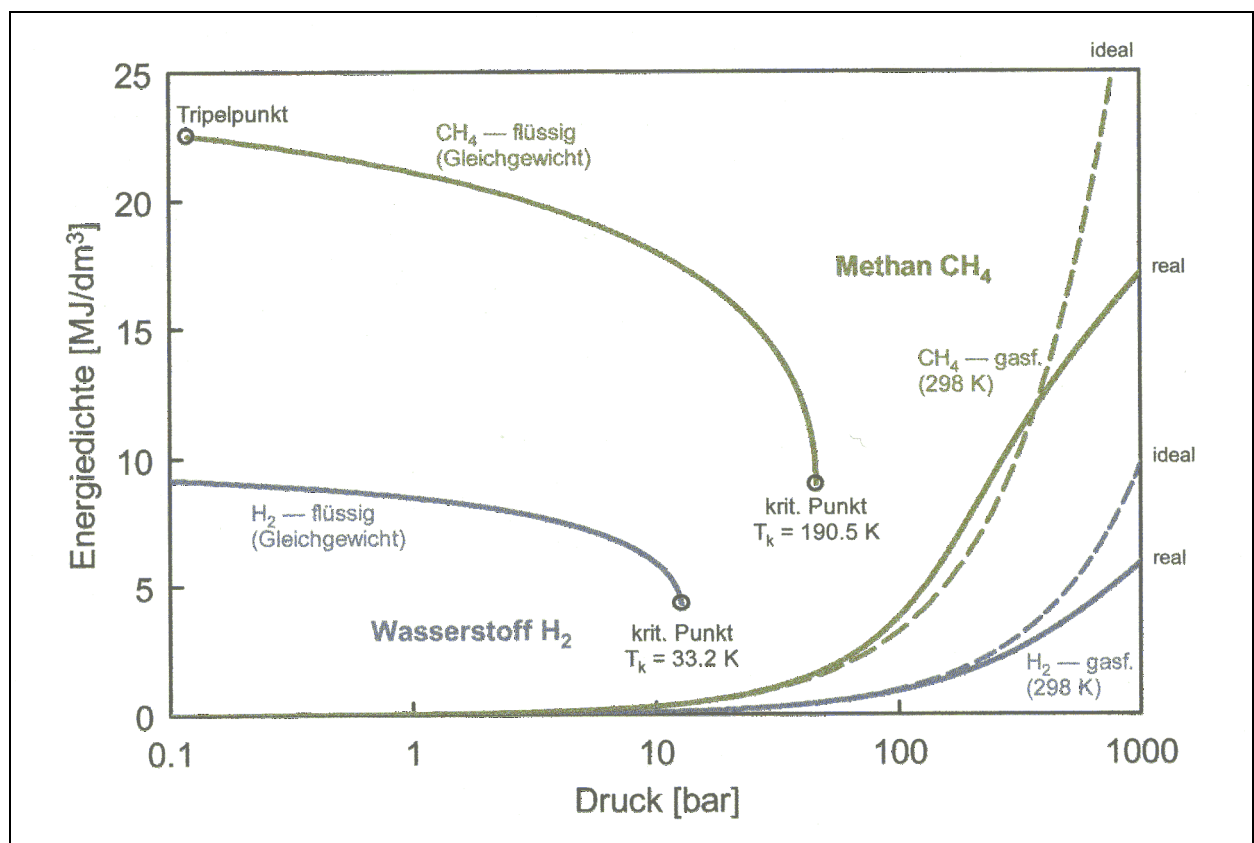


**Bild 3.4** Dampfdruckkurven der Bestandteile von Flüssiggas, nach [108]

Bei Erdgas und Wasserstoff ist die Energiedichte bei Normbedingungen derart gering, dass ein aufwändiges Speicherverfahren zur Steigerung der gespeicherten Energiemenge für den Einsatz im Kraftfahrzeug unumgänglich ist. Generell sind zwei Wege möglich, zum einen die heute übliche Druckspeicherung und zum anderen die Verflüssigung des Gases durch Absenkung der Temperatur. Mit der kryogenen Speicherung der Gase sind vergleichsweise hohe Energiedichten erzielbar. Allerdings ist der Aufwand gegenüber der isothermen Verdichtung der Gase auch

wesentlich höher. Berücksichtigen muss man hier, dass hinsichtlich der kryogenen Speicherung der Gase auch ein erheblicher Aufwand und Raumbedarf zur Isolierung der Speicher im Fahrzeug notwendig ist. Wie aus dem **Bild 3.5** erkennbar, kann in diesem Zusammenhang noch nicht abschließend bewertet werden, ob nun die flüssige Wasserstoffspeicherung im Vergleich zur angestrebten Hochdruckspeicherung mit 700 bar wirklich die bessere Fahrzeuglösung ist.

Die Verflüssigung von Erdgas erfolgt wenn das Gas über eine weite Strecke, ohne Pipelineverbindung transportiert werden soll. So gibt es eine Reihe von speziellen Erdgastankschiffen, die LNG transportieren und gleichzeitig die durch Erwärmung entstehenden Gase in entsprechenden Gasmotoren des Schiffsantriebs verbrennen.



**Bild 3.5** Energiedichte von Wasserstoff und Methan über dem Druck [83]

In Erdgasfahrzeugen repräsentieren die heute üblichen 200 bar Druckspeichertanks den Stand der Technik. Der Aufwand für die flüssige Erdgasspeicherung steht nicht in einem vertretbaren Verhältnis zur erreichbaren Energiedichte. Auch ist ein höherer Druck im Speichersystem aufgrund des steigenden Realgasfaktors nicht unbedingt zielführend. Mit dem Realgasfaktor wird das nichtlineare Verhalten der realen Gase zum thermodynamischen Gesetz der idealen Gase beschrieben. Dieses Idealverhalten stellt lineare Zusammenhänge zwischen Masse,

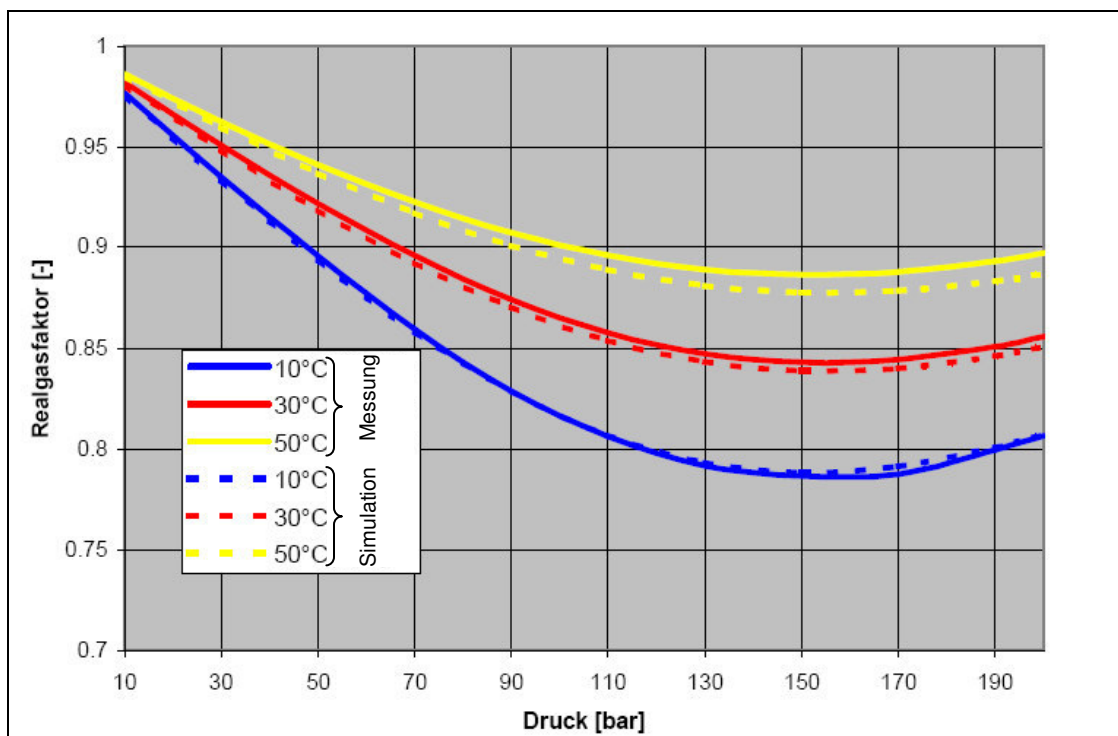
Temperatur, Druck und Temperatur des Gases dar. (siehe Gln. 3.1) und ist in der Natur so nicht anzutreffen. Um aber trotzdem im Bereich der Thermodynamik mit relativ einfachen Zusammenhängen arbeiten zu können, verwendet man zur Abbildung des nichtlinearen Verhaltens häufig den Realgasfaktor (Gln. 3.2). Bei Erdgas steigt der Realgasfaktor ab etwa 150 bar (**Bild 3.6**) an. Das führt zu dem im **Bild 3.5** erkennbaren degressiven Verhalten der Energiedichte von Erdgas ab Speicherdrücken von etwa 200 bar.

$$\text{Ideales Gasgesetz} \quad p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.1)$$

$$\text{Reales Gas} \quad p \cdot V = z \cdot m \cdot R \cdot T \quad (3.2)$$

z: Realgasfaktor

Trotzdem denkt man über die Erhöhung des Speicherdruckes bei Erdgas auf Werte von 350 bar nach, obwohl die Erhöhung der Energiespeicherdichte aufgrund des Realgasverhaltens einen degressiven Verlauf bei höherem Druck zeigt. Ursächlich hierbei ist die Forderung nach der Erhöhung der Reichweite von monovalenten Erdgasfahrzeugen.



**Bild 3.6** Realgasfaktor von Erdgas in Abhängigkeit vom Druck und der Temperatur [109]

### 3.1.2 Die Bestimmung der Methanzahl als Maß für die Klopfestigkeit

Eines der wichtigsten Kriterien von Brenngasen in Hubkolbenverbrennungsmotoren ist deren Klopfestigkeit. Charakterisiert wird sie mit der Methanzahl, welche in entsprechenden Prüfverfahren im Motor ermittelt wird. Obwohl reines Methan äußerst klopfest ist und die Methanzahl von 100 aufweist, darf die Methanzahl nicht mit dem Anteil von Methan im Erdgas verwechselt werden. Laut Definition gibt die Methanzahl den prozentualen Methan-Anteil in einem Methan/Wasserstoffgemisch an, das in einem Prüfmotor unter bestimmten Bedingungen dieselbe Klopfstärke aufweist wie das zu untersuchende Gas [110].

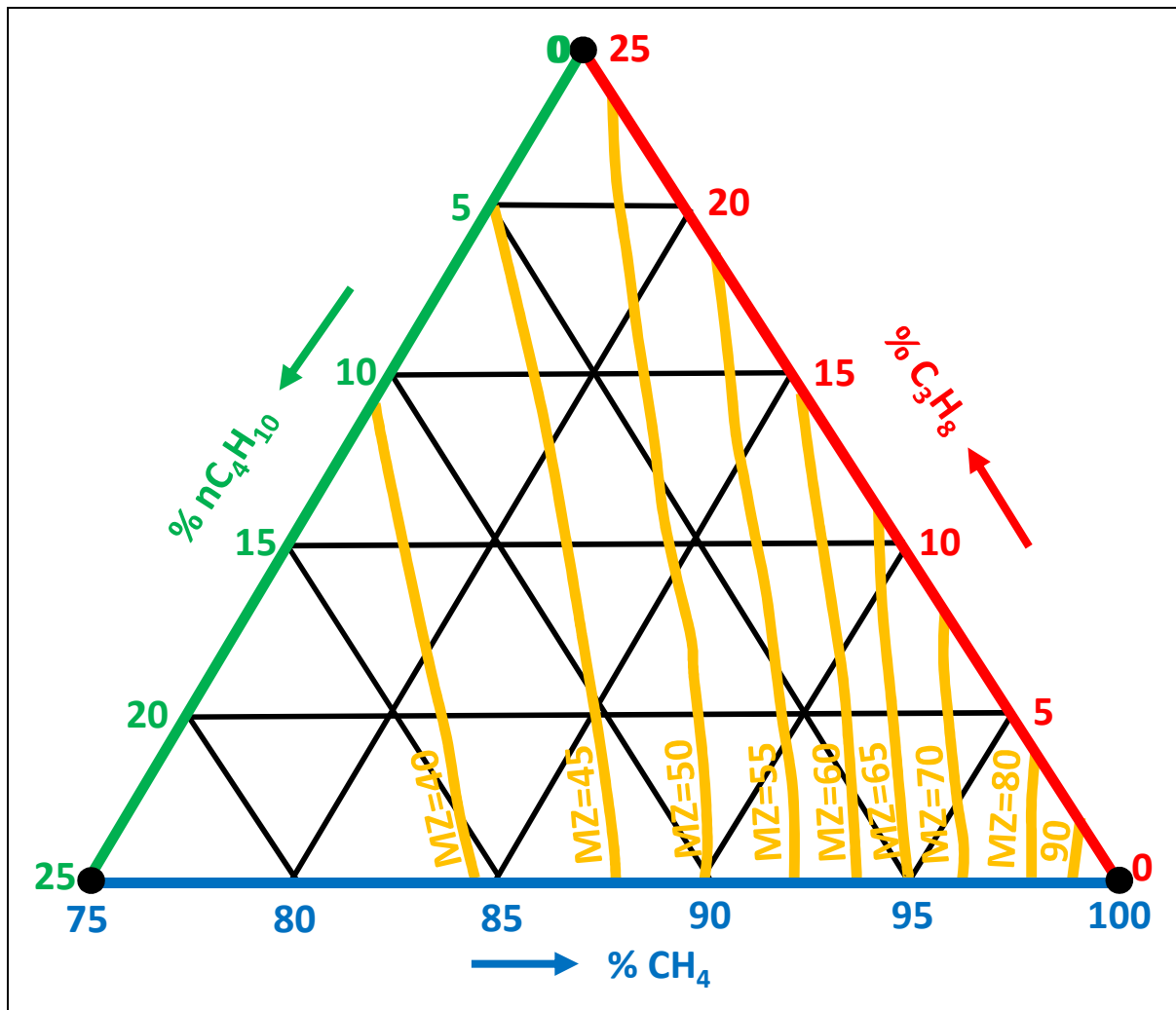
Eine Berechnung der Methanzahl aus den Gaskomponenten ist möglich (ISO15403), aber ähnlich wie sich bei flüssigen Kraftstoffen die ROZ (Research Oktanzahl) von der im Prüfmotor ermittelten MOZ (Motor Oktanzahl) unterscheiden, sind hier ebenfalls deutliche Unterschiede zu erwarten, die unter Anderem von folgenden Faktoren abhängen. Nach [111] wird die Methanzahl von 4 Gaskomponenten bestimmt:

- Methan  $\text{CH}_4$ , Methanzahl = 100
- Wasserstoff  $\text{H}_2$ , Methanzahl = 0
- Höhere Kohlenwasserstoffe:  $\text{C}_n\text{H}_m$ , mit  $n > 1$  und  $m > 4$
- Inertgase wie  $\text{N}_2$  und  $\text{CO}_2$

Die höheren Kohlenwasserstoffe zerfallen leichter und können so vorzeitig reagieren, was zu einer Verringerung der Klopfestigkeit und somit der Methanzahl führt. Ebenso wirkt Wasserstoff stark methanzahlsenkend. Die Inertgase hingegen nehmen nicht an den Reaktionen teil, womit eine Methanzahlsteigerung einhergeht. Ein hoher Inertgasanteil führt auf der anderen Seite zu einer deutlichen Verringerung des Gemischheizwertes, was zumindest bei Saugmotoren zur Leistungseinbuße führt.

Im **Bild 3.7** findet man eine Darstellung der Methanzahl in Abhängigkeit von 3 Stoffen, die verdeutlicht, dass eine reine Angabe des Methananteiles eines Erdgases nicht ausreichend zur Beurteilung der Klopfestigkeit ist.

Auf die in Deutschland erhältlichen Gasqualitäten und deren Zusammensetzung und Methanzahl für die im Zusammenhang mit dieser Arbeit verwendete Erdgasqualität wird in 3.1.5 eingegangen.



**Bild 3.7** Bestimmung der Methanzahl (MZ) aus 3-Stoff-Gemischen nach [111]



### 3.1.3 Gemischheizwert in Abhängigkeit von der Art der Gemischbildung

Für die Motorleistung eines Verbrennungsmotors ist nicht der Heizwert des eingebrachten Brennstoffes entscheidend, sondern vielmehr die Energiemenge, die in den Brennraum mit der Verbrennungsluft eingebracht und in Abhängigkeit vom Luftverhältnis reagieren kann. Diese Energiemenge wird durch den Gemischheizwert charakterisiert. Hierbei unterscheidet man, ob der Brennstoff mit der Luft in den Brennraum einströmt (äußere Gemischbildung) oder ob nur Luft angesaugt wird und der Brennstoff nach dem Schließen der Einlassventile direkt eingebracht wird (innere Gemischbildung). Die Gleichung (3.3) gibt den Gemischheizwert für einen gemischansaugenden Motor an, die Gleichung (3.4) ist für den luftansaugenden Motor entscheidend. Bei flüssigen Kraftstoffen gibt es keine großen Unterschiede zwischen den einzelnen Heiz- und Gemischheizwerten. Bei gasförmigen Kraftstoffen macht sich insbesondere bei einer äußeren Gemischbildung bemerkbar, dass die Dichte des Brennstoffes in die Berechnung der Gemischdichte nach Gleichung (3.5) eingeht.

Gemischheizwert äußere  
Gemischbildung

$$H_G = \frac{\rho_G \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{\min} + 1} \quad (3.3)$$

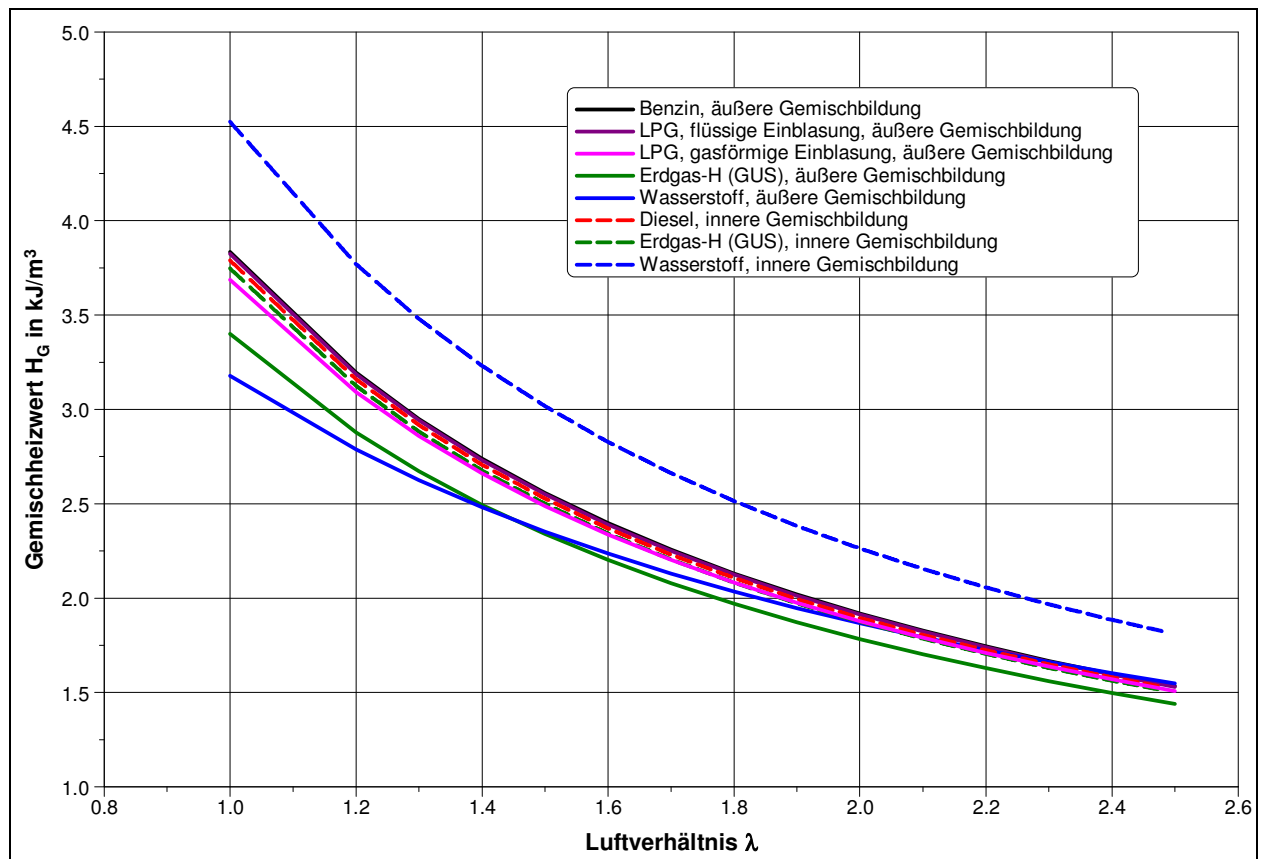
Gemischheizwert innere  
Gemischbildung

$$\bar{H}_G = \frac{\rho_L \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{\min}} \quad (3.4)$$

Gemischdichte

$$\rho_G = \frac{1 + \frac{1}{\lambda \cdot L_{\min}}}{\frac{1}{\rho_L} + \frac{1}{\lambda \cdot L_{\min} \cdot \rho_B}} \quad (3.5)$$

Das führt zu den im **Bild 3.8** erkennbaren Unterschieden im Gemischheizwert bei gasförmigen Kraftstoffen je nach Art der Gemischbildung. Insbesondere Erdgas und Wasserstoff weisen bei äußerer Gemischbildung einen deutlich geringeren Gemischheizwert auf, was letztlich zu einer Minderleistung des Motors führt. Die Ursache liegt zum einen in der geringen Dichte des gasförmigen Brennstoffes und dem relativ hohen Mindestluftbedarf.



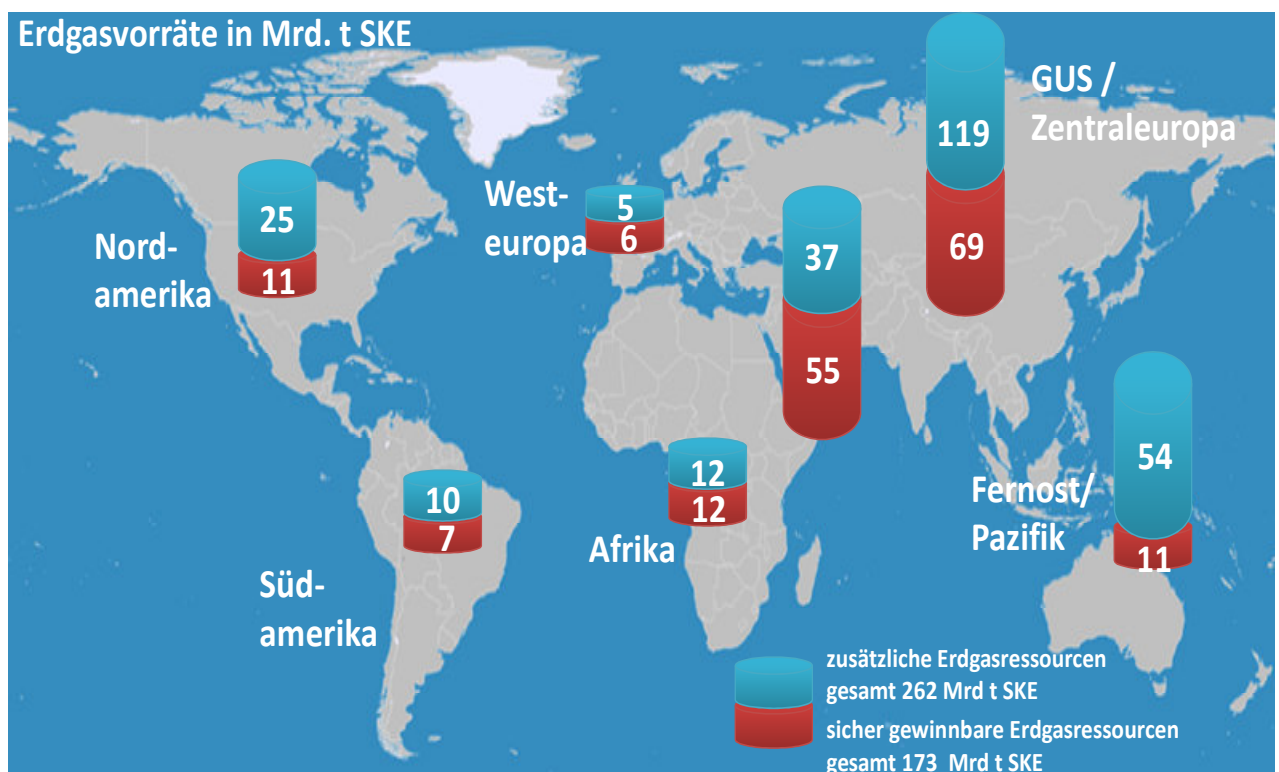
**Bild 3.8** Gemischheizwerte verschiedener Kraftstoffe in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Art der Gemischbildung

**Bild 3.8** zeigt aber auch, dass man durch die Wahl des Gemischbildungsverfahrens und daraus resultierend des Brennverfahrens, den Gemischheizwert bei gasförmigen Brennstoffen stark beeinflussen kann. So kann man durch die flüssige Einbringung von LPG den Gemischheizwert erhöhen. Bei Erdgas und Wasserstoff sind bei äußerer Gemischbildung deutlich niedrigere Gemischheizwerte realisierbar, als mit Benzin. Das lässt sich nur durch die Direkteinblasung der Gase in den Brennraum, oder Erhöhung der Gemischdichte durch Aufladung verbessern. Jedoch bereitet die Einblasung dieser Gase eine Reihe von Problemen, auf die im Kapitel 4 eingegangen wird.

### 3.1.4 Unterschiede zwischen Erdgas und flüssigen Kraftstoffen für Ottomotoren

Die heutigen Vorkommen des fossilen Energieträgers Erdgas haben sich vor ca. 600 Millionen Jahren aus den organischen Resten abgestorbener pflanzlicher und tierischer Organismen gebildet. Infolge fehlender Luftzufuhr und des zunehmenden Druckes durch sich über den organischen Substanzen abgelagerten Gesteinsmaterial, bildeten sich flüssige (Erdöl) und gasförmige Kohlenwasserstoffe (Erdgas) [112].

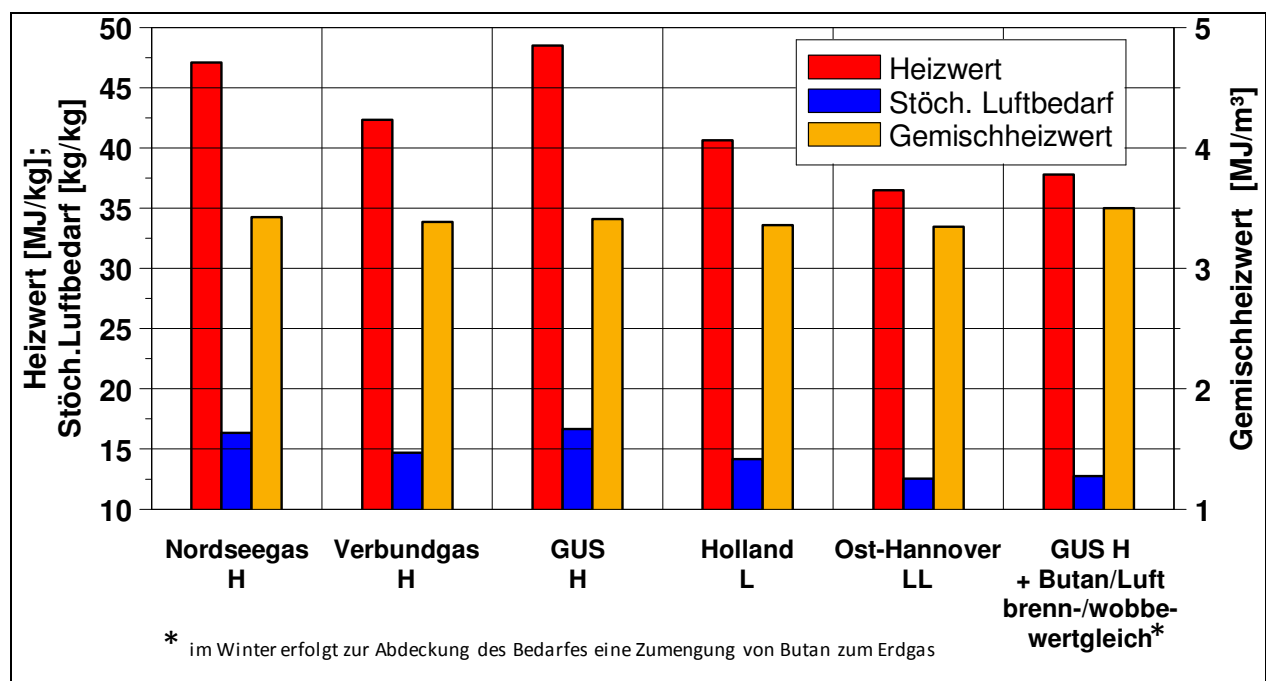
Bei den Ablagerungen in Speicherstätten unterscheidet man in wirtschaftlich nutzbare und nichtnutzbare, kleine Lagerstätten. Wie alle nicht regenerativen Energiequellen ist auch Erdgas nur begrenzt verfügbar. Die auf der gesamten Welt vorhandenen, wirtschaftlich nutzbaren Erdgasressourcen (**Bild 3.9**) reichen nach derzeitigen Stand der Erkundung und unter der Voraussetzung des derzeitigen allgemeinen Verbrauchs ca. 70...110 Jahre und damit ungefähr zweimal länger als die Erdölvorräte [98].



**Bild 3.9** Wirtschaftlich nutzbare Erdgasvorräte der Welt nach [113]

Da es sich bei Erdgas um ein Naturprodukt handelt, das lediglich getrocknet und komprimiert wird, kommt es aufgrund der unterschiedlichen Fördergebiete von Erdgas zu starken Schwankungen in der Gaszusammensetzung. Neben den Hauptbestandteilen Methan (81...98 Vol%) setzt sich

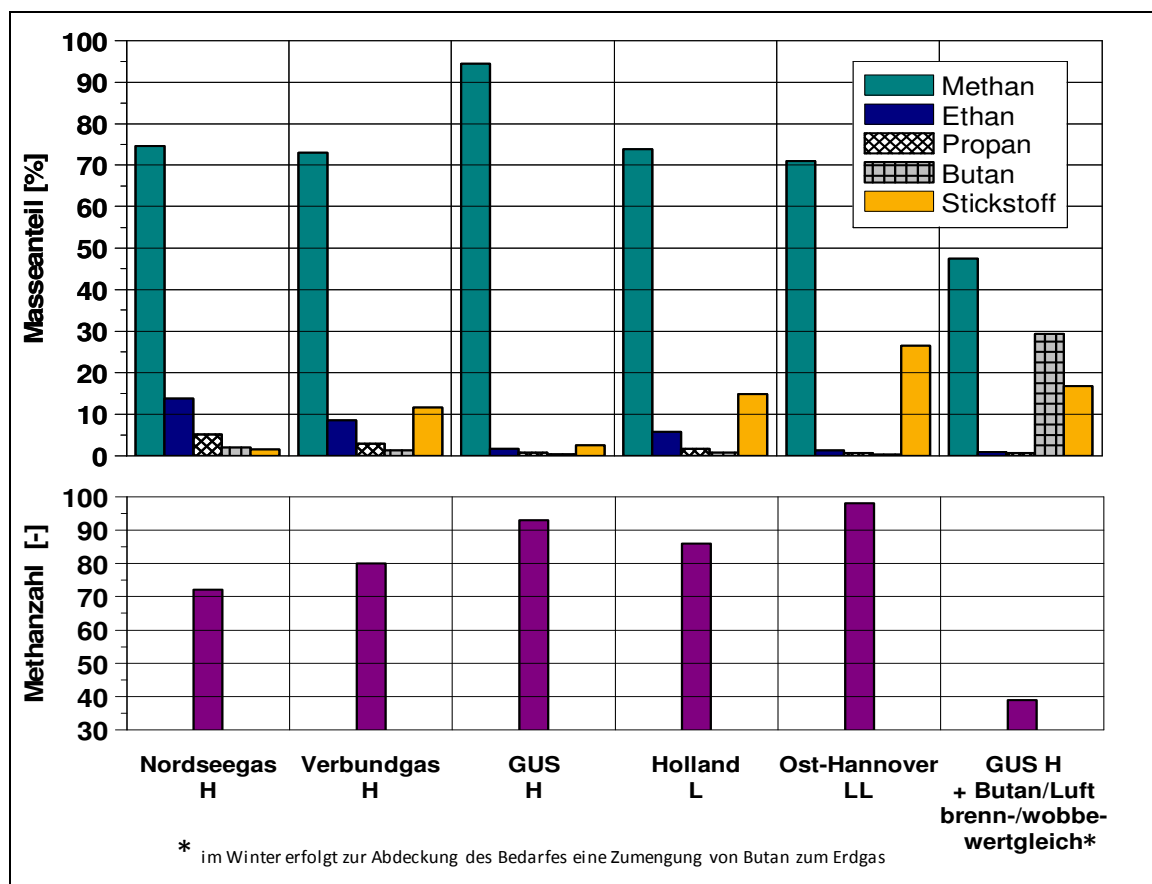
Erdgas aus weiteren Kohlenwasserstoffen wie Ethan, Propan und Butan und den Inertgasen Kohlendioxid und Stickstoff zusammen. Man unterscheidet grob zwischen H- und L-Gas in Abhängigkeit vom jeweiligen Heizwert. Für den Betrieb im Fahrzeugmotor sind unter der Berücksichtigung heutiger Anforderungen, wie einer gleichbleibend hohen Klopfestigkeit oder eines hohen Heizwertes, noch eine Reihe von zusätzlichen Eigenschaften, wie z.B. der Schwefelgehalt zu berücksichtigen. Diese sind aber nicht so wie bei flüssigen Kraftstoffen genormt. Seit Jahren ist man bemüht, um Erdgas als Fahrzeugkraftstoff attraktiver zu machen, die Eigenschaften des an der Gastankstelle erhältlichen Gases zu normen. Bisher unterliegt der Kraftstoff Erdgas aber noch immer nur den Normen, die auch für die Nutzung als Brenngas im Haushalt gelten, dem Arbeitsblatt G 260 der DVGW. Der seit langen existierende Normenentwurf für die Festlegung der Kraftstoffeigenschaften (DIN 51624) für Kfz-Motoren konnte 2009 lediglich in nationales Recht überführt werden.



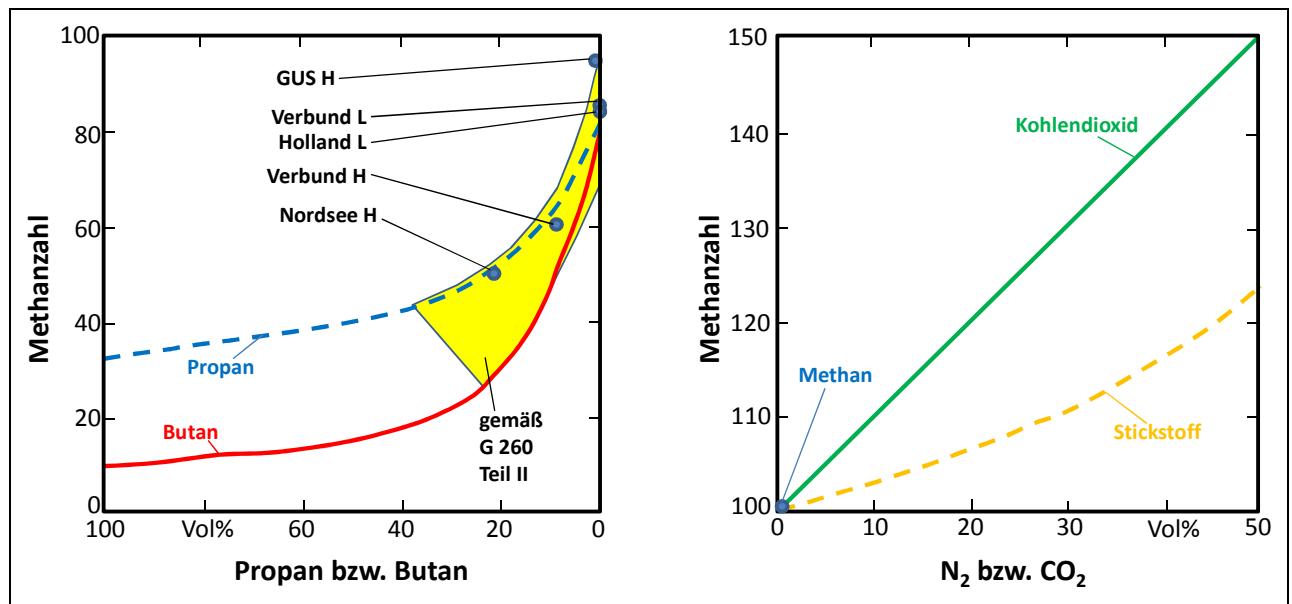
**Bild 3.10** Heizwert, Mindestluftbedarf und Gemischheizwert (äußere Gemischbildung) von Erdgas verschiedener Fördergebiete (Datenbasis nach [114], [115])

Die unterschiedlichen Gasqualitäten erschweren den Einsatz im Kfz-Motor stark. Zum einen sind innerhalb Europas, je nach Fördergebiet stark unterschiedliche Zusammensetzungen anzutreffen, die von Seiten der Energieversorger aber lediglich nach dem Heizwert unterschieden werden (**Bild 3.10**). Diese Sicht mag zur Verwendung für Heizzwecke ausreichend sein. Für die motorische Verbrennung ist sie es nicht. Hier ist die Gaszusammensetzung ein entscheidender brennverfahrensrelevanter Parameter, der bei der Applikation berücksichtigt werden muss, wie in

[115] dargelegt wird. Bei stationären Gasmotoren kommt es, anders als im Kraftfahrzeug, nicht zu starken Änderungen der Brenngase, da hier ein fester Anschluss an eine Gasquelle vorliegt. Bei mobilen Gasmotoren muss mittels geeigneter Algorithmen in der Motorsteuerung erkannt werden, um welche Qualität von Gas es sich handelt, um die Einstellungen hinsichtlich der Gemischbildung, des Ladungswechsels (Restgas) und der Zündung möglichst optimal zu wählen. Dass das nicht so einfach ist, kann aus dem **Bild 3.11** entnommen werden. In der Regel wird die Gassorte über die Parameter Luftmasse und Luftverhältnis  $\lambda$  erkannt und entsprechende Einstellungen für den Motorbetrieb gewählt. Dies funktioniert bei „momentenbasierten“ Motorsteuerungssystemen so, dass einem Motormomentwert eine entsprechende Luftmasse und Einspritzzeit für den Kraftstoff zugeordnet wird. Kommt es hier zu Abweichungen der Einspritzzeit, die über die Lamdaregelung korrigiert wird, ist eine Änderung der Gasqualität über diese Zusammenhänge detektierbar. Wenn nun die Gasversorger, um einer sich ändernden Nachfrage gerecht zu werden, zum Teil Flüssiggase, wie Propan oder Butan beimischen, hat dies einen starken Einfluss auf die Klopfestigkeit des Erdgases (**Bild 3.12**), ohne dass sich der Heizwert oder der Mindestluftbedarf signifikant ändern.



**Bild 3.11** Zusammensetzung und Methanzahl von Erdgas verschiedener Fördergebiete  
(Datenbasis nach [114], [115])



**Bild 3.12** Methanzahlen bei Propan/Butanzumischung für verschiedene Grunderdgase und für  $CH_4/CO_2$ - bzw.  $CH_4/N_2$  bzw.  $CO_2$ - Gemische, nach [116]

So können H-Gase mit einem relativ hohen Methananteil ähnliche Methanzahlen aufweisen, wie z.B. Gase aus dem Bereich Ost-Hannover, bei denen die hohe Klopffestigkeit auf den hohen Anteil am Inertgas Stickstoff zurückzuführen ist. Im Pkw muss durch die Applikation der Motorsteuerung sichergestellt sein, dass ein störungsfreier Motorbetrieb über das gesamte Streuband der Gasqualitäten im Einsatzgebiet des Fahrzeuges gewährleistet ist, wobei zunehmend komplexe Algorithmen notwendig sind, die nicht nur den Mindestluftbedarf über die Lambdasonde erfassen, sondern auch das Klopfverhalten des Motors mit in die Adaption der Einstellwerte einzubeziehen. Hierunter versteht man nicht das „Zurückziehen“ des Zündwinkels beim Auftreten von Klopfereignissen, sondern die Anpassung des Grundzündwinkels in Abhängigkeit von der Gaszusammensetzung, sodass die Klopfregelung nicht ständig aktiv ist, wenn mit Gasen mit niedriger Methanzahl gefahren wird. Dieses Problem wird im Fahrzeugmotor dadurch verschärft, wenn durch die Betankung an verschiedene Orten (Tankstelle a) mit GUS-H-Gas und Tankstelle b) mit Ost-Hannover LL-Gas) Gasgemische mit unterschiedlichsten Eigenschaften im Tank des Fahrzeuges entstehen. Das muss in der Motorsteuerung erkannt werden, wobei man sich zurzeit meist noch auf die Erkennung des Heizwertes und der damit verbundenen Korrektur der Einspritzzeit beschränkt [117]. Eventuelle Einflüsse der Gasqualität im Tank auf das Brennverfahren z.B. auf das Verhalten hinsichtlich klopfender Verbrennung, werden momentan noch nicht berücksichtigt. Bei der Nutzung von Erdgas in zukünftigen hochaufgeladenen Motoren wird es aber notwendig sein, nicht nur den Heizwert des Gasgemisches im Fahrzeugtank zu



detektieren, sondern vor allem auch die für das Brennverfahren im Motor relevanten Kennwerte, wie z.B. die Methanzahl oder den Mindestluftbedarf.

#### 3.1.5 Zusammensetzung des verwendeten Erdgases

Sämtliche Untersuchungen zum Brennverhalten von Erdgas-Luftgemischen, die Gegenstand dieser Arbeit sind, wurden an Pkw-Motoren auf einem speziell für den Erdgasbetrieb modifizierten Prüfstand durchgeführt. Im Gegensatz zu einer Erdgastankstelle war dieser Prüfstand nicht mit dem Erdgasversorgungsnetz verbunden, sondern verfügte über eine Versorgung mit Erdgasdruckflaschen, die in Bündeln zusammengeschlossen an einer öffentlichen Gas-Tankstelle mit dem Kraftstoff gefüllt wurden. Dies hatte neben dem Nachteil des logistischen Aufwandes, den Vorteil, dass die Prüfstände mit allen in Deutschland erhältlichen Erdgasqualitäten betrieben werden konnten, was insbesondere bei Funktionsdauerläufen im Rahmen einer Serienentwicklung eines CNG-Aggregates von Bedeutung ist. Hier muss z.B. mit unterschiedlichen, im Bereich der Serienstreuung liegenden Klopfsensoren, die Wirksamkeit der Klopfregelung bei wechselnden Gasqualitäten nachgewiesen werden.

Im Rahmen der Entwicklung eines Brennverfahrens sollte zur Beurteilung der Verfahrensparameter die Kraftstoffqualität jedoch in Grenzen konstant gehalten werden. Dies konnte mit der Versorgung durch die Gasflaschenbündel und entsprechender Analysen des jeweiligen Gases erreicht werden. In der **Tabelle 7** sind die wichtigsten Stoffeigenschaften des für die folgenden Untersuchungen verwendeten Gases im Vergleich zu Superbenzin nach EN 228 dargestellt. Aufgrund des hohen Methananteiles hatte dieses Gas das günstigste C/H- Verhältnis aller fossilen Brennstoffe, was bei der Verbrennung zu theoretisch ca. 25% geringeren CO<sub>2</sub>-Emissionen im Vergleich zu Benzin führt.

Nachteilig ist der im Vergleich zu Benzin-Luftgemischen niedrigere Gemischheizwert der Erdgas-Luftgemische, der bei konventionellen Saugmotoren eine Leistungseinbuße von bis zu 15 % in Abhängigkeit vom Luftverhältnis bewirkt. Durch Aufladung, oder innere Gemischbildung kann dieser Nachteil aber kompensiert werden. Aufgrund der hohen Klopfestigkeit des verwendeten Gases besteht die Möglichkeit, sehr hohe Aufladegrade bei einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunktlage zu realisieren, womit zum Teil ein deutlicher Leistungsvorteil gegenüber aufgeladenen Benzinmotoren möglich ist. In der Praxis erfolgt bei abgasturboaufgeladenen Gasmotoren zwar auch eine betriebspunktabhängige

Spätverstellung des Zündwinkels, die aber zur Enthalpieerhöhung auf der Turbinenseite genutzt wird und nicht, wie bei Benzinmotoren, zur Verhinderung von abnormaler Verbrennung. Als Maß für die Klopfestigkeit von Gasen dient, wie in Pkt. 3.1.2 beschrieben, die Methanzahl. Aus der Analyse des verwendeten Brenngases ist erkennbar, dass trotz des sehr hohen Methananteiles die vorhandenen geringen Mengen von Propan und Butan ausreichen, die Klopfestigkeit zu senken. Trotzdem kann davon ausgegangen werden, dass die Methanzahl von  $> 92$  einer Research Oktanzahl (Maß für die Klopfestigkeit flüssiger Kraftstoffe) von ca. 120 entspricht.

**Tabelle 7** Stoffeigenschaften des verwendeten Erdgases im Vergleich zu Benzin

			Benzin (ROZ95) nach EN 228	H-Gas (GUS nach Analyse von 11/2003)
Gaszusammensetzung	CH <sub>4</sub>	Vol.-%	-	98.05
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Vol.-%	-	0.72
	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Vol.-%	-	0.19
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Vol.-%	-	0,10
	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Vol.-%	-	0.01
	CO <sub>2</sub>	Vol.-%	-	0.08
	N <sub>2</sub>	Vol.-%	-	0.84
	O <sub>2</sub>	Vol.-%	-	<0.01
	Rest	Vol.-%	-	0.01
Dichte		kg/m <sup>3</sup>	750.5	0.73
Luftbedarf (L <sub>min</sub> )		m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> (Gas)	48.95	9.54
		kg/kg	14.37	16.87
Heizwert (H <sub>u</sub> )		MJ/kg	42.61	49.23
ROZ / MOZ		-	95 / 85	-
Methanzahl		-	-	92,56
Gemischheizwert (H <sub>G</sub> , bei $\lambda=1$ und äußerer Gemischbildung)		MJ/m <sup>3</sup>	3.75	3.42
Differenz H <sub>G</sub> , ggü. Benzin		%	-	- 8.9 %

### 3.2 Motorkennwerte eines bivalenten Ottomotors im Benzin- und Erdgasbetrieb

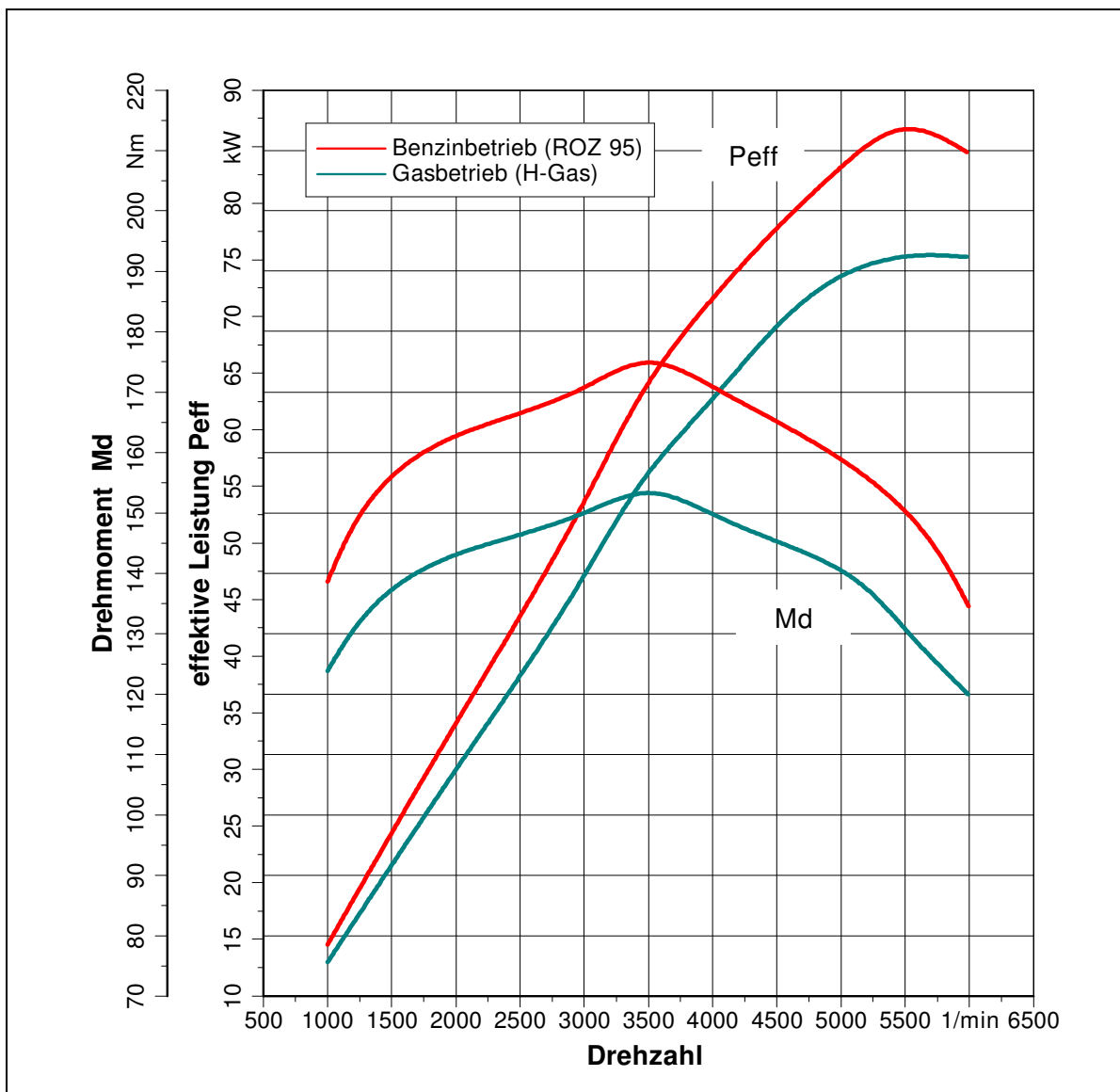
Allgemein üblich ist heute noch der Einsatz bivalenter Benzin/CNG-Motoren im Pkw. Hauptgrund dafür ist das unzureichende Netz an Gastankstellen, aber auch die noch zu geringe Reichweite der Fahrzeuge im Gasbetrieb. Bei bivalenten Motoren erfolgt die Verbrennung im CNG-Betrieb nicht optimal, da der Motor für den Betrieb mit Benzin ausgelegt wird und die Änderungen am Brennverfahren sich lediglich auf applikative Maßnahmen, wie z.B. eine Zündzeitpunktverstellung oder Änderungen im Luftverhältnis oder dem Einblasezeitpunkt beschränkt [118].

An einem 2.0l – Zweiventilmotor, der den Stand der bivalenten Gasmotorentechnik repräsentiert, wurden, zur objektiven Beurteilung des Kraftstoffeinflusses auf den Wirkungsgrad und die Emissionen, Messungen im Volllast- und Teillastbereich durchgeführt [119]. Dabei wurden die über die Motorelektronik beeinflussbaren Parameter auf den jeweiligen Kraftstoff angepasst. So erfolgte die Zündzeitpunkteinstellung nach dem Schwerpunktkriterium (Energieumsatzpunkt von 50% sollte bei 8° KW nach OT liegen – erfahrungsgemäß das Optimum aus thermischen Wirkungsgrad und Wandwärmeverlusten) oder die Anpassung des Luftverhältnisses nach den Kriterien erzielbare Leistung, bzw. der aus Gründen der Bauteilbeanspruchung maximal zulässigen Abgastemperaturen. Beim Auftreten von klopfender Verbrennung, die nach einem statistischen Verfahren über den Zylinderdruck nach [120] ermittelt wurde, erfolgte eine Zündzeitpunktverschiebung von 3° KW in Richtung spät. Hierbei muss erwähnt werden, dass klopfende Verbrennung nicht an allen Zylindern eines Mehrzylindermotors gleichzeitig auftritt. Trotzdem erfolgt in der Brennverfahrensentwicklung keine zylinderselektive Anpassung des Zündwinkels, sondern es wird bei klopfender Verbrennung eines Zylinders der Zündwinkel für alle Zylinder auf spät gestellt. Normalerweise erfolgt bei eingeschalteter Klopfregelung jedoch eine zylinderindividuelle Anpassung des Zündwinkels. Abnormale Verbrennungserscheinungen traten aber nur bei der Verwendung von Superbenzin nach EN 228 auf.

Generell wird im Vergleich der Brennverfahren der Gesamtwirkungsgrad betrachtet, da die sonst übliche Angabe der spezifischen Verbrauchswerte bei der Verwendung von Kraftstoffen mit unterschiedlichen Heizwerten nicht zielführend ist.

### 3.2.1 Einfluss des Gemischheizwertes auf die Volllastergebnisse

Wie unter 3.1.3 dargestellt, ist es nicht unwesentlich, ob ein Kraftstoff gasförmig oder flüssig in das Saugrohr eingebracht wird. Zwar liegt der untere Heizwert von Erdgas der Qualität H ca. 13 Prozent über dem Wert für Benzin. Der Gemischheizwert ist aber bei Saugmotoren maßgeblich dafür, wie viel Energie unter atmosphärischen Bedingungen in den Brennraum eingebracht werden kann. Dieser liegt bei Erdgas-Luftgemischen deutlich unterhalb des Wertes für Benzin-Luftgemische, womit eine deutliche Mitteldruckeinbuße verbunden ist. Im **Bild 3.13** ist erkennbar, dass dies bei Auslegung auf den Benzinbetrieb zu einem Leistungsverlust von ca. 15% führt.



**Bild 3.13** Erzielbare Volllastergebnisse im Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]

Durch applikative Maßnahmen, wie der Korrektur des Zündzeitpunktes, ist es nicht möglich, diesen Leistungsverlust zu kompensieren. Eine beim Benzinmotor übliche Anpassung des Luftverhältnis in Richtung fett zur Kühlung des Brennraumes und somit der möglichen Vermeidung von klopfender Verbrennung ist bei Gas nicht zielführend und auch aufgrund des klopfesten Kraftstoffes nicht notwendig.

Bei konsequenter Auslegung des Brennverfahrens für den Erdgasbetrieb besteht die Möglichkeit, diesen Leistungsunterschied zu minimieren. Eine vollständige Beseitigung der Unterschiede ist aber nur durch aufwändige Maßnahmen, wie z.B. einer Direkteinblasung des Gases oder durch Aufladung möglich. Hierbei ist die Aufladung der Direkteinblasung von Erdgas vorzuziehen, da zum einen auf konventionelle Technologien zurückgegriffen werden kann (Direkteinblasinjektoren für gasförmige Kraftstoffe befinden sich noch im Entwicklungsstadium). Zum anderen bietet die Aufladetechnologie über die Egalisierung des Mitteldruckunterschiedes noch weitere Möglichkeiten zur Leistungssteigerung sowohl im Benzin-, als auch im Gasbetrieb.

Darüber hinaus kann bei einem direkteinspritzenden Benzinmotor insbesondere das Volllastdrehmoment bei niedrigen Drehzahlen aufgrund der Verringerung der Klopfneigung durch die Einbringung des flüssigen Kraftstoffes deutlich gesteigert werden. Auch bezüglich der Volllastleistung sind beim direkteinspritzenden Benzinmotor, aufgrund der Verbesserung im Liefergrad, leichte Vorteile gegenüber einem saugrohreinspritzenden Motor vorhanden. Diese beruhen auf der Kühlung des Brennraumes, zum einen durch die einströmende Ladung, aber vor allem auf dem Wärmeentzug in Höhe der Verdampfungsenthalpie beim Phasenübergang des flüssigen Kraftstoffes zu gasförmigen Kraftstoffdampf.

Bei einem direkteinblasenden Erdgasmotor sind keine Vorteile hinsichtlich der Verschiebung der Klopfgrenze im Vergleich zur Saugrohreinblasung von Erdgas zu erwarten. Auch kann lediglich eine Kompensation des Liefergradnachteiles, der durch den geringeren Gemischheizwert gegenüber Benzin bedingt ist, erfolgen. Eine Steigerung darüber hinaus ist nicht möglich und lässt eine Erdgasdirekteinblasung zur Verbesserung des Volllastverhaltens als nicht sinnvoll erscheinen. Ein weiterer Nachteil der Erdgasdirekteinblasung ist der dafür notwendige hohe Einblasedruck, der entweder aufwändig mittels Pumpen erzeugt werden muss, oder aber bei Verwendung des Speicherdruckes (bis zu 200 bar) zur Reichweitenverringerung führt, da die Restentleerung des Tanks bis zu niedrigen Drücken nicht mehr möglich ist.

Bei der Entwicklung von direkteinblasenden Gasinjektoren wird daher versucht, den Einblasedruck stetig abzusenken. Momentan ist es möglich, mit Einblasdrücken von <25 bar

noch eine homogene Gemischbildung zu sichern [85]. Erdgasmotoren mit innerer Gemischbildung sind in Fahrzeugen sinnvoll, bei denen die Anforderungen an die Leistung der Fahrzeuge relativ hoch sind, und die Realisierung einer Aufladung aus Bauraumgründen oder hinsichtlich des Ansprechverhaltens (Turbolader) nicht akzeptiert wird. Im Zuge der Entwicklung von Verbrennungsmotoren für Wasserstoff als Brenngas, wird es zunehmend auch die Verbreitung der Direkteinblasung beim Erdgasmotor geben, obwohl die Vorteile beim Gemischheizwert hier nicht so groß sind, wie beim Kraftstoff Wasserstoff, (s. Kapitel 7).

### 3.2.2 Unterschiede zwischen Benzin- und Erdgasbetrieb bei Teillast

Für die Beurteilung des Teillastverhaltens eines Motors spielt der effektive Kraftstoffverbrauch neben den Abgasemissionen und der Laufruhe eine entscheidende Rolle. Bei der Verwendung unterschiedlicher Kraftstoffe bietet sich die Wirkungsgradbetrachtung nach den Gleichungen 3.6 bis 3.8 an, da hier die unterschiedlich zugeführte Energiemenge der Kraftstoffe in Form des unteren Heizwertes berücksichtigt wird.

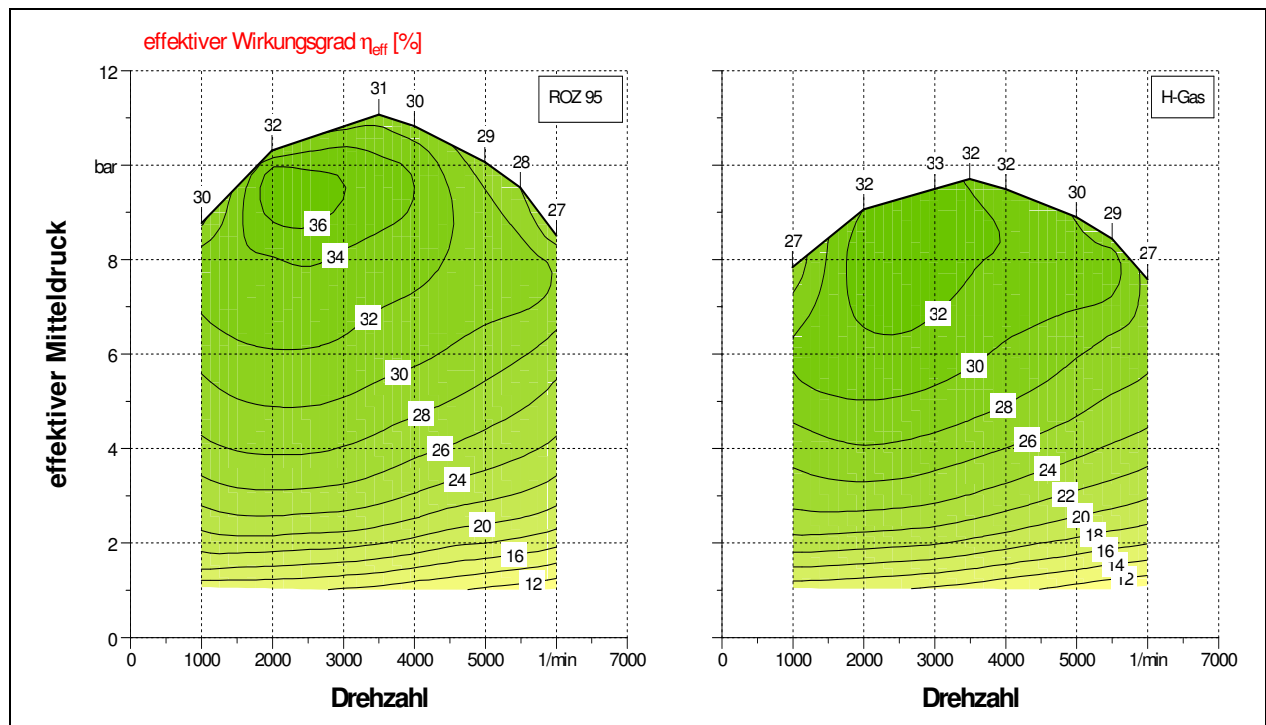
$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}}{W_B} \quad (3.6)$$

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \cdot \eta_{HD} \cdot \eta_{LW} \cdot \eta_M \quad (3.7)$$

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{B \cdot H_u} \quad (3.8)$$

Bei bivalenter, für den Benzinbetrieb optimaler Verfahrensauslegung ist im Teillastbetrieb zum Teil eine Verschlechterung des Wirkungsgrades bei der Erdgasverbrennung zu verzeichnen. Wie aus **Bild 3.14** erkennbar, bewegen sich diese Unterschiede im Bereich von 0 bis 4%. Da diese Unterschiede in erster Linie von der Last abhängen ist zur Verdeutlichung im **Bild 3.15** eine Schnittdarstellung bei konstanter Drehzahl dargestellt.

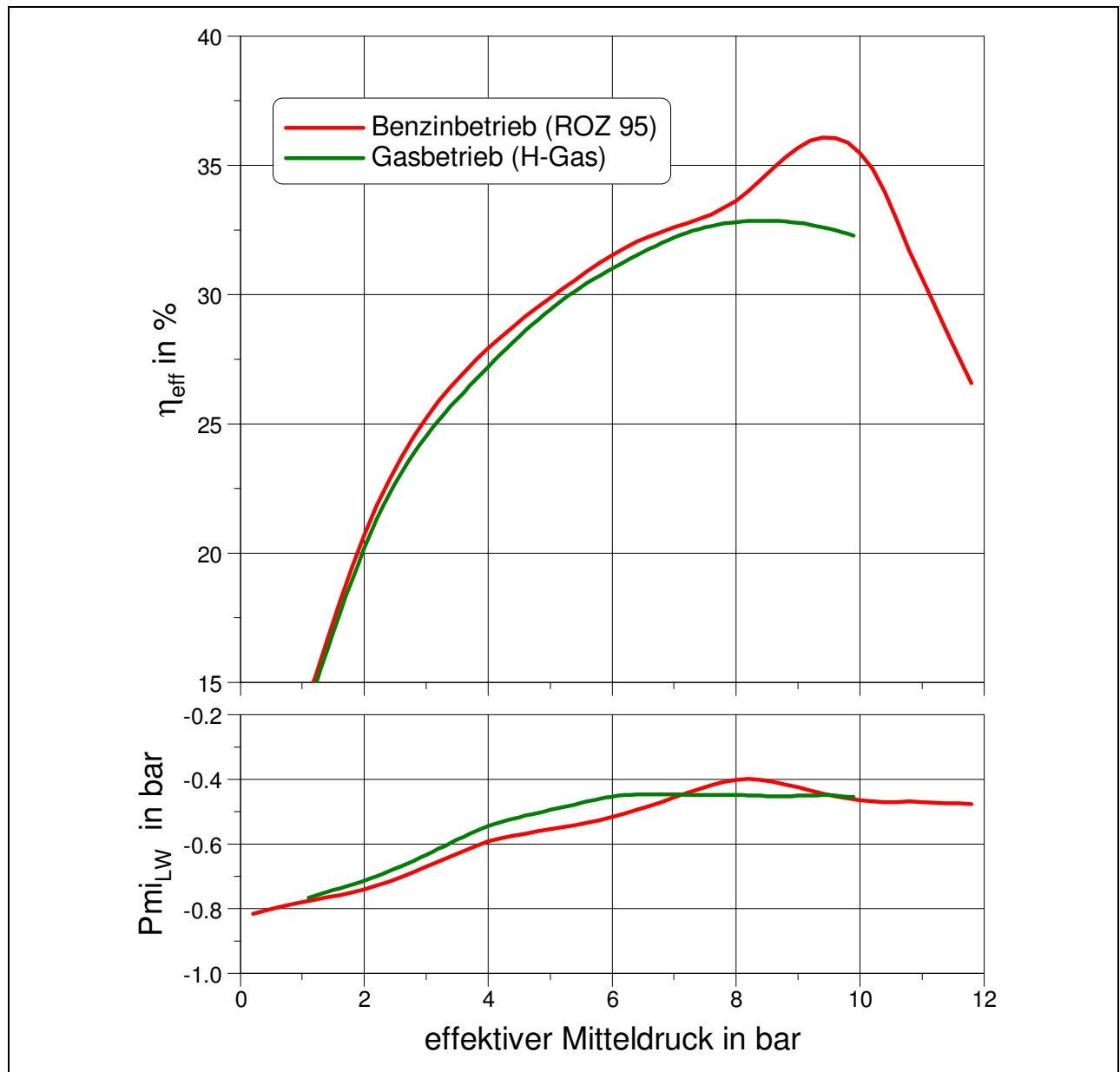




**Bild 3.14** Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]

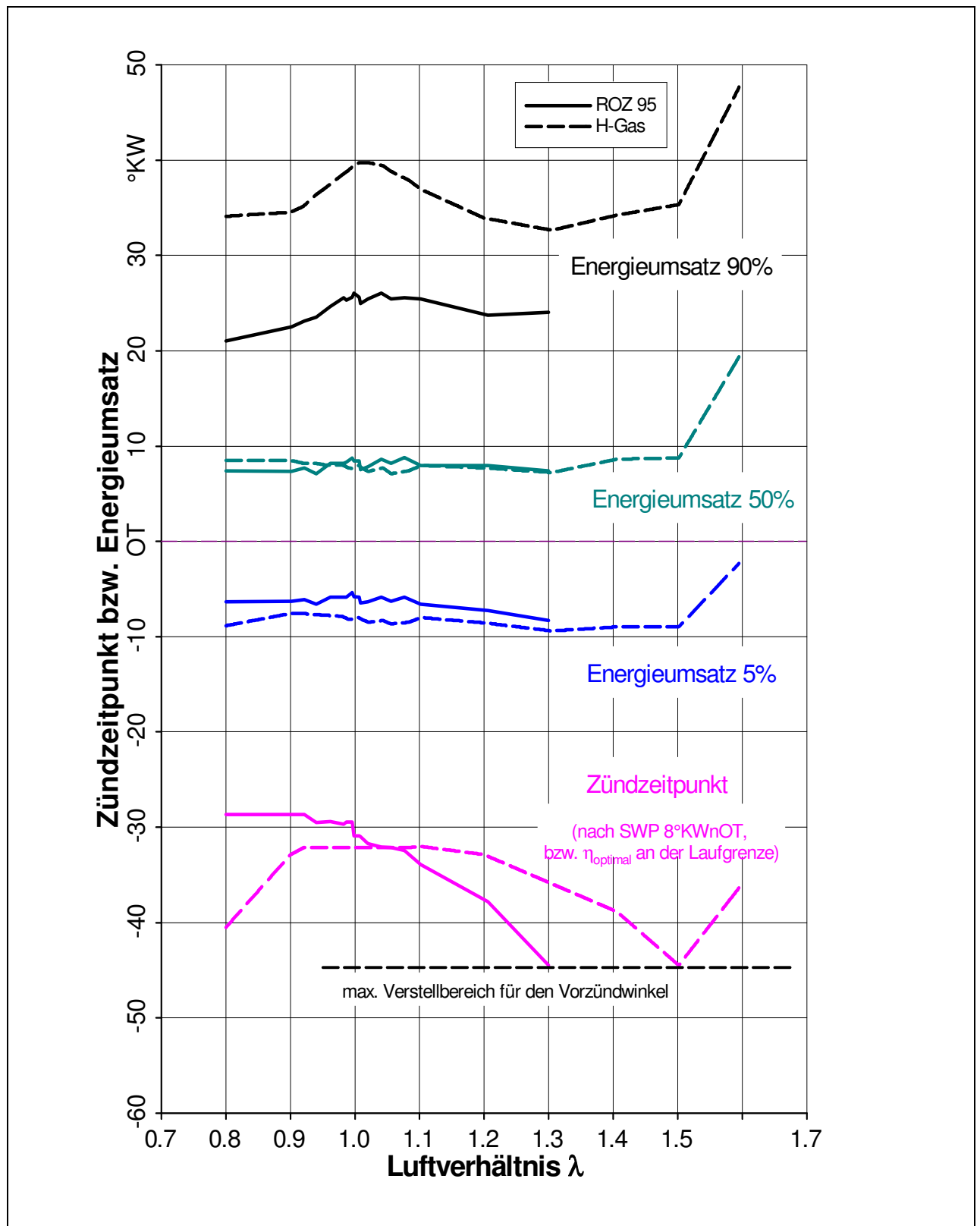
Es wird deutlich, dass bei niedrigen Lasten kaum Unterschiede in den effektiven Wirkungsgraden vorhanden sind. Durch den geringeren Gemischheizwert des Erdgas-Luftgemisches gegenüber Benzin kommt es im gedrosselten Motorbetrieb zu einer Verringerung der Ladungswechselverluste. Damit kann bei niedrigen Lasten der schlechtere Hochdruckwirkungsgrad, aufgrund der langsamen Brenngeschwindigkeit von Erdgas-Luftgemischen kompensiert werden. Bei hohen Lasten spielt dieser Entdrosselungseffekt keine Rolle mehr, so dass hier deutliche Wirkungsgradvorteile im Benzinbetrieb zu verzeichnen sind. Dies gilt mit der Ausnahme des Volllastbereiches, wo im Benzinbetrieb eine Gemischanreicherung sowie eine Zündwinkelspätverstellung zur Vermeidung klopfender Verbrennung erfolgt.

Die laminare Flammgeschwindigkeit von Erdgas-Luftgemischen ist zwar bei stöchiometrischen und mageren Gemischen höher als bei der Verbrennung von Benzin-Gemischen [121], [122], was man im **Bild 3.16** auch an dem kürzerem Vorzündbedarf bei überstöchiometrischem Motorbetrieb erkennen kann. Nachteilig bei der Verbrennung von Erdgas-Luftgemischen ist der im Vergleich zu Benzin relativ hohe Flammpunkt, der unter anderem höhere Anforderungen an die Zündanlage und hier speziell an die notwendige Zündenergie im Erdgasbetrieb stellt, als dies bei Benzinmotoren notwendig ist.



**Bild 3.15** Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei konstanter Drehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Der Flammpunkt für Erdgas liegt mit ca.  $640^\circ\text{C}$  mehr als  $400^\circ\text{C}$  über dem Wert für Benzin-Luftgemische, womit eine hohe Aktivierungsenergie zur Entflammung notwendig ist. Dies hat den bereits beschriebenen Vorteil der hohen Klopfestigkeit von Methan, da eine Selbstentzündung im Brennraum nahezu ausgeschlossen werden kann.

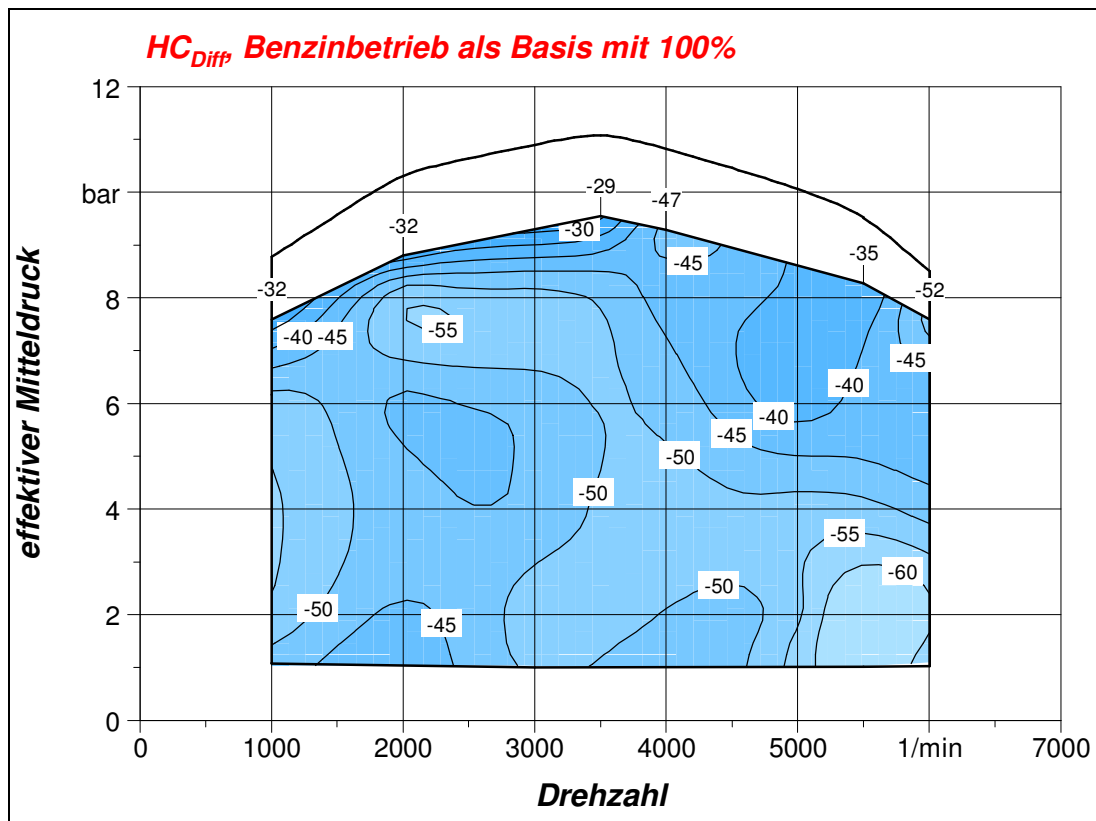


**Bild 3.16** Vorzündbedarf und Verbrennungsablauf im Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb

Zum anderen werden aber eine Reihe von Methanmolekülen während der Kompression in den Brennraumspalten eingelagert oder mit dem Ölfilm absorbiert [123]. Erst zu einem sehr späten Zeitpunkt im Verbrennungsablauf, wenn innerhalb des Brennraumes nur noch eine geringe Methankonzentration vorhanden ist, werden diese Moleküle wieder desorbiert. Aufgrund der hohen Flammpunktemperatur von Methan und den zu diesem Zeitpunkt bereits ungünstigen Bedingungen im Brennraum (Expansionsphase) ist eine Entflammung dieser CH<sub>4</sub>-Moleküle schwierig und ursächlich für das langsame Ausbrennen und das späte Verbrennungsende bei Erdgas-Luftgemischen. Hierin ist auch eine Ursache für den niedrigeren Wirkungsgrad bei hohen Lasten im Vergleich zu Benzin-Luftgemischen bei Motorenauslegung für den Benzinbetrieb (bivalent) zu sehen. Durch konsequente Auslegung des Verdichtungsverhältnisses für den Kraftstoff Erdgas besteht die Möglichkeit, den Hochdruckwirkungsgrad zu steigern und somit auch das Hauptproblem bivalenter Motorkonzepte, den hohen Gasverbrauch, zu entschärfen.

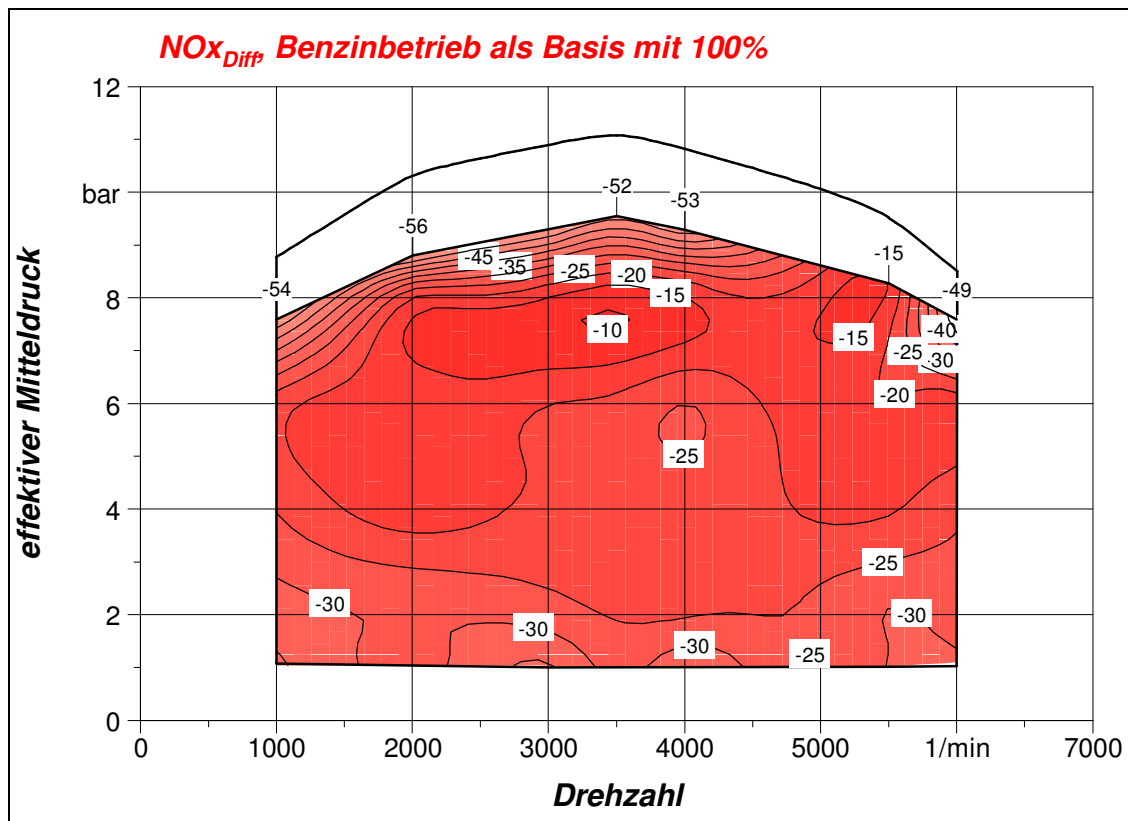
Ein wesentlicher Vorteil des Motorbetriebs mit Erdgas-Luftgemischen ist, dass im Vergleich zu mit Benzin betriebenen Motoren die Abgasrohmissionen deutlich niedriger sind. Die Ursachen für die niedrigeren HC-Rohmissionen (**Bild 3.17**) liegen in erster Linie im Bereich der Gemischbildung. Ähnlich wie bei einem direkteinspritzenden Benzinmotor entfällt durch den gasförmigen Kraftstoff die Bildung eines Wandfilmes im Saugrohr und somit eine wesentliche HC-Rohmissionsquelle. Zum anderen ist der gasförmige Kraftstoff leichter zu homogenisieren, womit HC-Emissionen durch „flame quenching“ – dem Flammenauslöschung aufgrund von örtlich zu mageren oder fetten Gemisch, bzw. zu hoher Ladungsbewegung, weitestgehend vermieden werden.

Der Verzicht auf eine Verbrennung mit Luftmangel im gesamten Kennfeldbereich im Erdgasbetrieb wirkt sich ebenfalls positiv auf die HC-Rohmissionen aus. Im Gegensatz zum Benzinbetrieb ist der unterstöchiometrische Betrieb zur Senkung der Abgastemperaturen zum Schutz der motornahen Katalysatoren und abgasführenden Bauteile im Erdgasbetrieb nicht sinnvoll (keine Verdampfungsenthalpie) und in der Regel aufgrund geringerer Abgastemperaturen auch nicht notwendig. Auch die maximale Leistung wird im Erdgasbetrieb eher bei stöchiometrischen, bis leicht mageren Gemischen erreicht und nicht wie im Benzinbetrieb bei einem Luftverhältnis von  $\lambda \approx 0,96$ .



**Bild 3.17** HC-Differenzkennfeld für den Erdgasbetrieb bei Grundauslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]

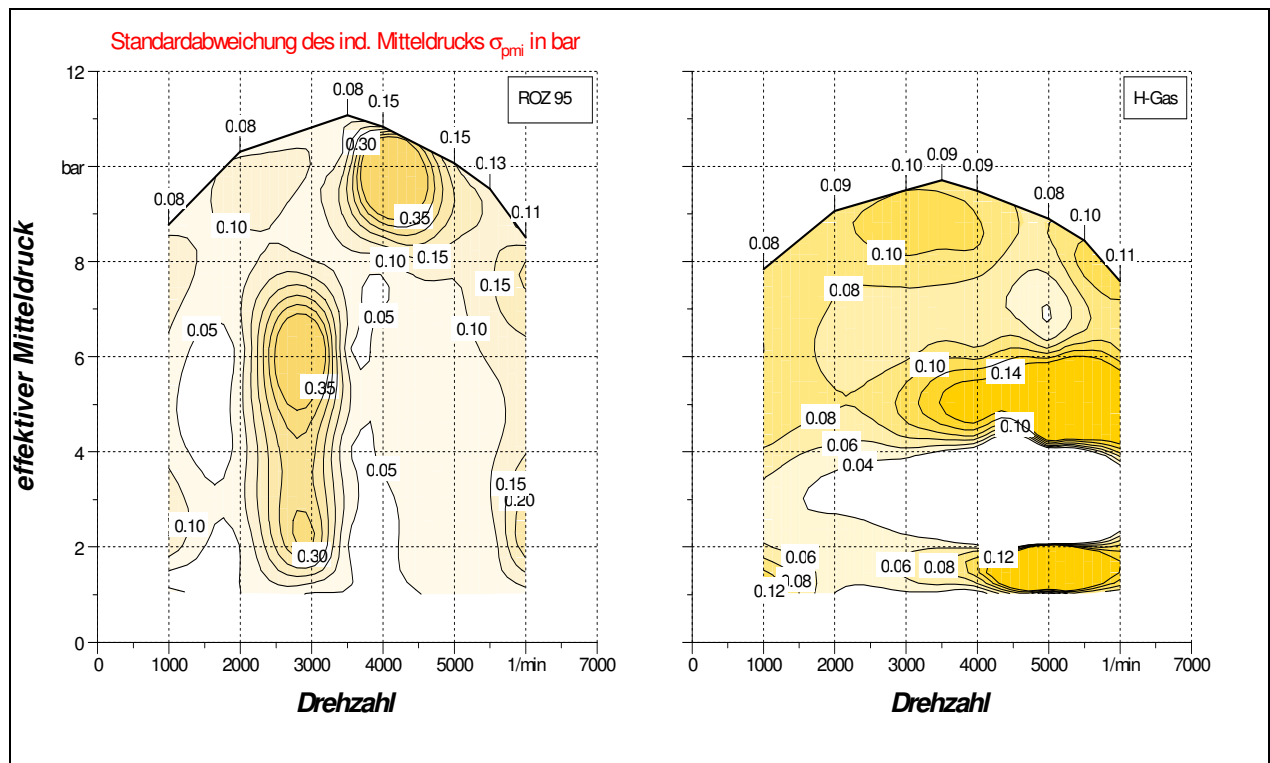
Die homogene Gemischaufbereitung des gasförmigen Kraftstoffes wird auch als Ursache für die geringeren  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen, siehe **Bild 3.18**, angesehen. Maßgeblich für die Bildung von Stickoxidemissionen ist das Vorhandensein von hohen Temperaturen in Verbindung mit freien Sauerstoffmolekülen. Inhomogenitäten bei der Gemischbildung mit Benzin führen normalerweise dazu, dass innerhalb des Brennraumes Zonen mit unterschiedlichen lokalen Luftverhältnissen auftreten. Dabei sind zwangsläufig auch Bereiche vorhanden, deren Luftverhältnis in Bezug auf die Stickoxidbildung kritische Werte ( $\lambda \approx 1,1$ ) erreicht. Innerhalb dieser lokalen Luftverhältniszonen werden überproportional Stickoxidemissionen gebildet. Eine möglichst homogene Gemischbildung wirkt sich demzufolge nicht nur positiv auf die Emission unverbrannter bzw. nicht vollständig verbrannter Kraftstoffbestandteile aus, sondern führt auch zur Verringerung der Stickoxidemissionen.



**Bild 3.18** *NO<sub>x</sub>-Differenzkennfeld für den Erdgasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]*

Bezüglich der Laufruhe zeigen sich ebenfalls Vorteile bei Einsatz gasförmiger Kraftstoffe. So ist festzustellen (**Bild 3.19**), dass im Gasbetrieb über das gesamte Kennfeld geringere zyklische Schwankungen des indizierten Mitteldrucks auftreten, woraus Vorteile hinsichtlich der NO<sub>x</sub>-Emissionen resultieren. Beim Benzinbetrieb fällt auf, dass es einen Drehzahlbereich gibt, bei dem die Verfahrensstabilität deutlich schlechter als im Gasbetrieb ist. Dieser drehzahlabhängige Effekt wird auf saugrohrdynamische Ursachen zurückgeführt. Hierbei handelt es sich um Überlagerungen der Druckwellen im Saugrohr, die auf Reflexionen am Kolben und dem offenen Rohrende basieren. Diese dynamischen Effekte im Saugrohr sind unabhängig vom Kraftstoff, da aber der Gemischbildungsprozess bei Saugrohreinjection von Benzin wesentlich komplizierter als bei der Gaseinblasung ist, wirken sich derartige Effekte offensichtlich stärker auf den Verbrennungsprozess im Benzinbetrieb aus.





**Bild 3.19** Unterschiede in der Laufunruhe zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei Grundauslegung des Motors auf Benzinbetrieb (Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen der Zylinder 1-4) [119]

### 3.2.3 Abgasnachbehandlung bei Benzin-Erdgasmotoren

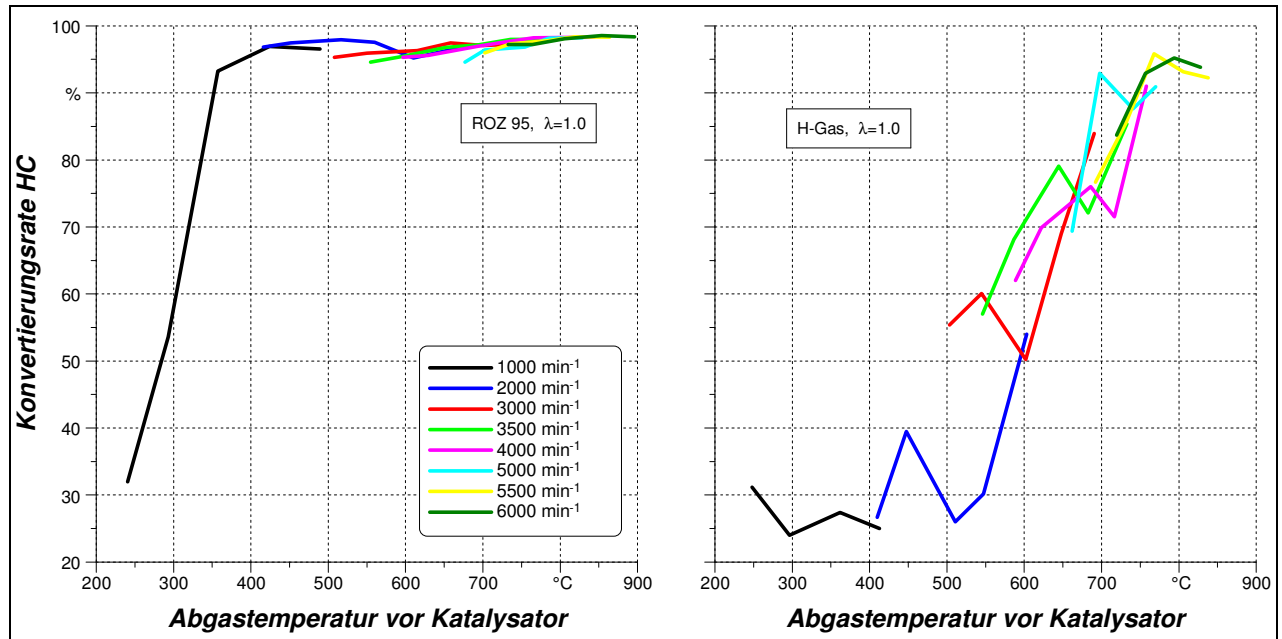
Wie bei der Motorauslegung erfolgen bei bivalenten Fahrzeugen in der Regel keine Änderungen im Bereich der katalytischen Abgasnachbehandlung für den Betrieb mit Erdgas, obwohl deutliche Unterschiede bei den katalytischen Reaktionen von Erdgas- und Benzinabgasen vorhanden sind. Ursächlich hierfür ist die Tatsache, dass die Abstimmung eines Fahrzeuges hinsichtlich der Erzielung heutiger Abgasstandards (EURO V und VI-Gesetzgebung) sehr aufwändig und teuer ist, bei bivalenten Fahrzeugen jedoch das Erreichen der Grenzwerte im Benzinbetrieb lange Zeit als Zulassungsvoraussetzung ausreichend war. Auch bei sogenannten monovalenten Erdgasfahrzeugen erfolgen in der Regel keine Änderungen im Bereich der Abstimmung des Fahrzeuges und der Abgasnachbehandlungssysteme, da der Start im Benzinbetrieb erlaubt ist (ECE Regel 83), und nur eine Umschaltung auf Gasbetrieb innerhalb des EU-Zyklusses vorgesehen ist. Diese Umschaltung konnte bis Euro IV theoretisch erst Sekunden vor Erreichen des Testendes erfolgen, bei Euro V ist vorgeschrieben, dass die Umschaltung 50 Sekunden nach dem Motorstart zu erfolgen hat.

Bekannt ist, dass sich die Methankonvertierung im Katalysator deutlich von der Konvertierung von Benzinabgasen unterscheidet, so dass seit Jahren Anstrengungen unternommen werden, einen sogenannten methansensitiven Katalysator zu entwickeln. [124], [125], [126], [127]

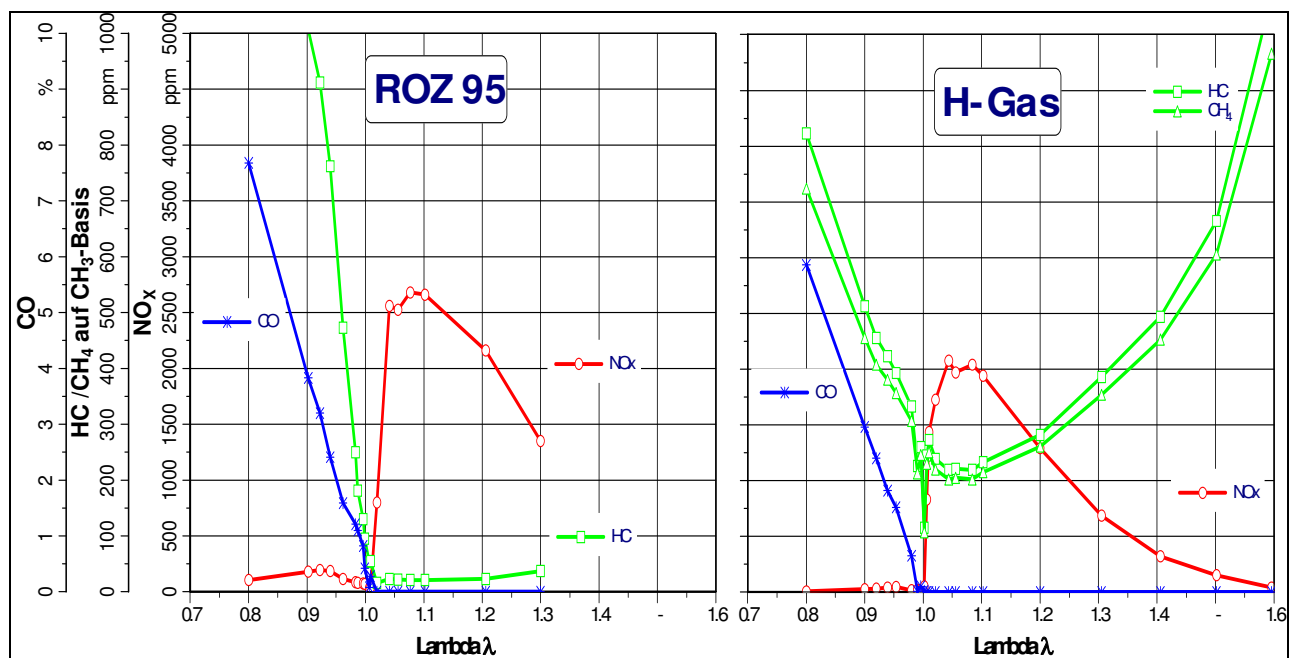
Problematisch ist vor allem die Tatsache, dass zur Oxidation von  $\text{CH}_4$ -Molekülen eine recht hohe Aktivierungsenergie notwendig ist. Die Light Off-Temperaturen, bei denen eine wirkungsvolle Oxidation von Methan erfolgt, liegen mit  $>500\text{ °C}$  deutlich über denen von Benzinmolekülen (siehe **Bild 3.20**). Bisher gibt es kaum Möglichkeiten, diese Light Off-Temperatur für Methan wirkungsvoll zu senken. Lediglich durch eine Erhöhung des Edelmetallanteils im Katalysator, was zu höheren Kosten führt, sind geringe Erfolge diesbezüglich möglich. Festzuhalten ist ebenfalls, dass als Katalysator für die chemische Oxidation von Methan Palladium wesentlich geeigneter ist als Platin. Bei Benzinmolekülen gilt eine derartige Priorisierung bezüglich eines katalytisch wirkenden Edelmetalls nicht.

Die notwendige hohe Arbeitstemperatur des Katalysators für die Methankonvertierung führt dazu, dass im Unterschied zu einem benzinbetriebenen Motor auch im Magerbetrieb die Konvertierung der HC-Moleküle unzureichend ist. Neben der hohen Aktivierungsenergie ist die geringe Speicherfähigkeit von  $\text{CH}_4$ -Molekülen im Katalysator nachteilig, was dazu führt, dass eine HC-Konvertierung nur in einem sehr schmalen Luftverhältnisbereich möglich ist (**Bilder**

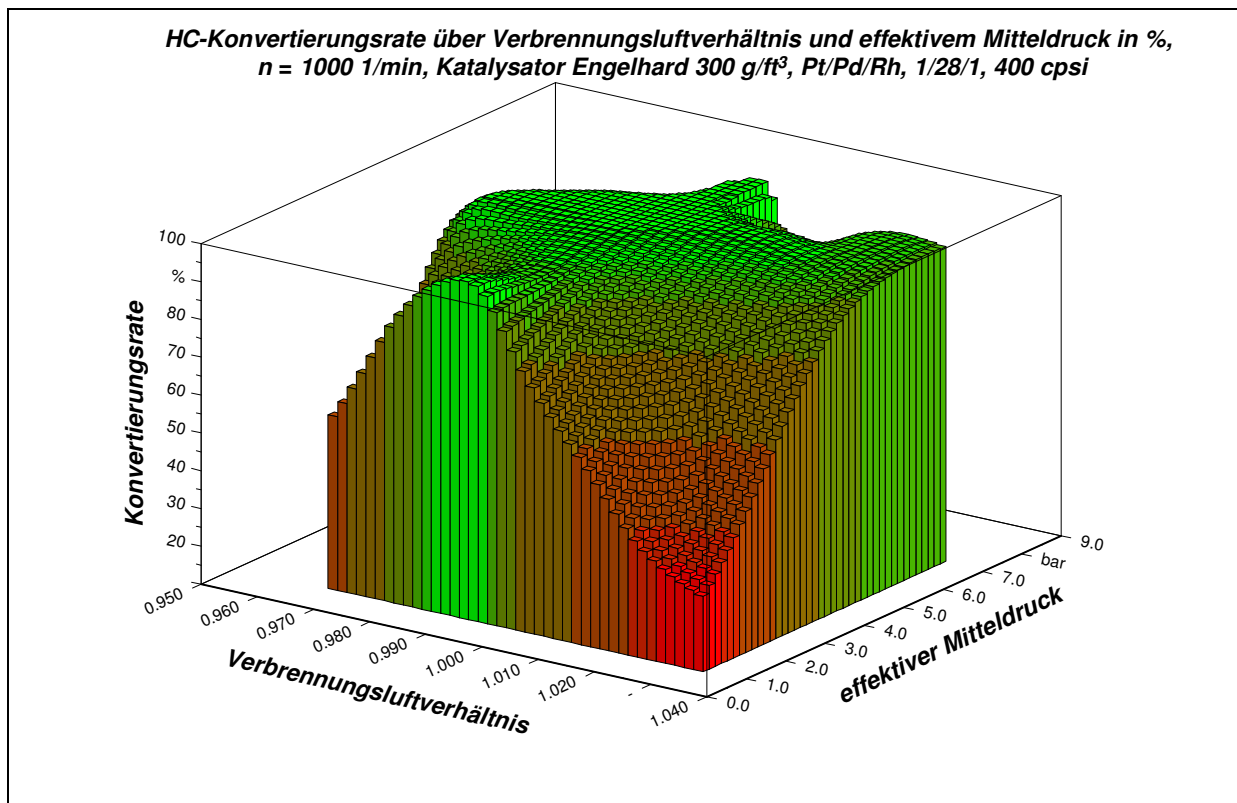
3.21 und 3.22). Die Ursachen hierfür sind noch nicht vollständig geklärt, wobei ein Teil auf die geringere Speicherfähigkeit der  $\text{CH}_4$ -Moleküle an der Katalysatoroberfläche zurückgeführt wird.



**Bild 3.20** Konvertierungsrate der HC-Moleküle im Benzin- und Erdgasbetrieb (Katalysator für den Benzinbetrieb optimiert)



**Bild 3.21** Konzentration der Abgasbestandteile nach Katalysator im Benzin- und Erdgasbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ )



**Bild 3.22** HC-Konvertierungsrate bei Erdgasbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Motorlast für einen für den Benzinbetrieb ausgelegten Drei-Wege-Katalysator

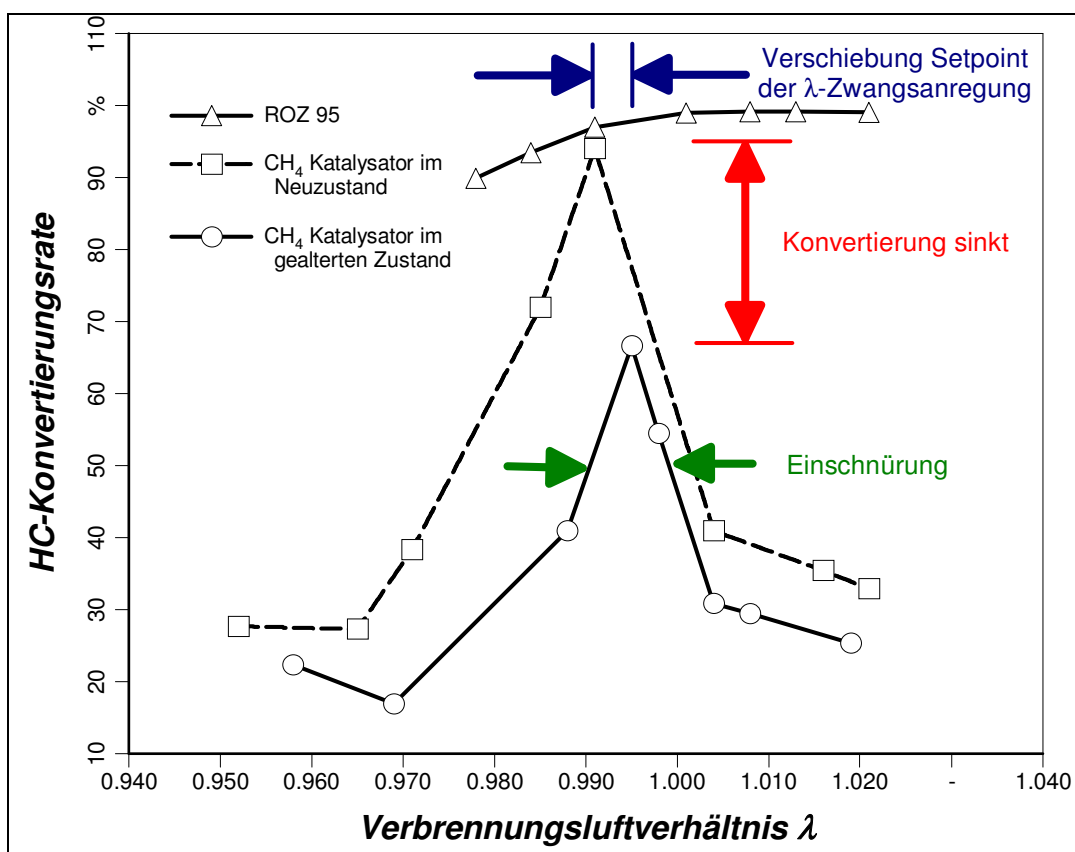
Im Benzinbetrieb kennt man ein derartiges enges Luftverhältnisfenster nur bezüglich der Umsetzung von allen drei Schadstoffkomponenten. Früher übliche Luftverhältnisregelungen basierten auf Lambdasonden mit Sprungfunktion, bei denen lediglich eine Luftverhältnisregelung auf den stöchiometrischen Wert möglich war. Dies hatte zur Folge, dass bei dieser Regelung ein ständiger Wechsel zwischen über- und understöchiometrischem Gemisch erfolgte, womit eine möglichst hohe Konvertierung von zu oxidierenden Schadstoffen (HC, CO) und von zu reduzierenden Schadstoffen (NO<sub>x</sub>) sichergestellt wurde.

Um dieses Verhalten einerseits zu optimieren und andererseits die Gemischvorsteuerung zu verbessern, werden heutzutage ausschließlich stetig arbeitende Breitbandlambdasonden als Sonden vor dem Katalysator eingesetzt. Bei einem Lambdaregelkreis mit stetig arbeitender Sonde wird durch eine Zwangsanregungsfunktion eine ständige Schwingung um den Bereich  $\lambda = 1,0$  mit den frei wählbaren Parametern Setpoint, Amplitudenhöhe und –länge im Motorsteuergerät programmiert. Als Regelgröße dient hierbei die Sauerstoffspeicherfähigkeit des Katalysators, welche ein Maß für die Konvertierungsgüte darstellt. Ermittelt wird diese über Lambdasonden nach dem Katalysator und dem Vergleich mit den Messwerten der Sonden vor

dem Katalysator. Damit ist die Optimierung der Konvertierung der drei Schadstoffkomponenten im Katalysator möglich.

Bei der Abgasnachbehandlung von Erdgasmotoren kommt erschwerend hinzu, dass die Festlegung des optimalen Setpoints aufgrund des engen  $\lambda$ -Fensters sehr schwierig ist. Zum anderen sind die Konvertierungsraten für die Stickoxidemissionen relativ gering, und es besteht die Notwendigkeit, den Setpoint auch für die Oxidation von  $\text{CH}_4$ -Molekülen sehr sorgfältig abzustimmen, was bei benzingetriebenen Fahrzeugen in dieser Form nicht der Fall ist.

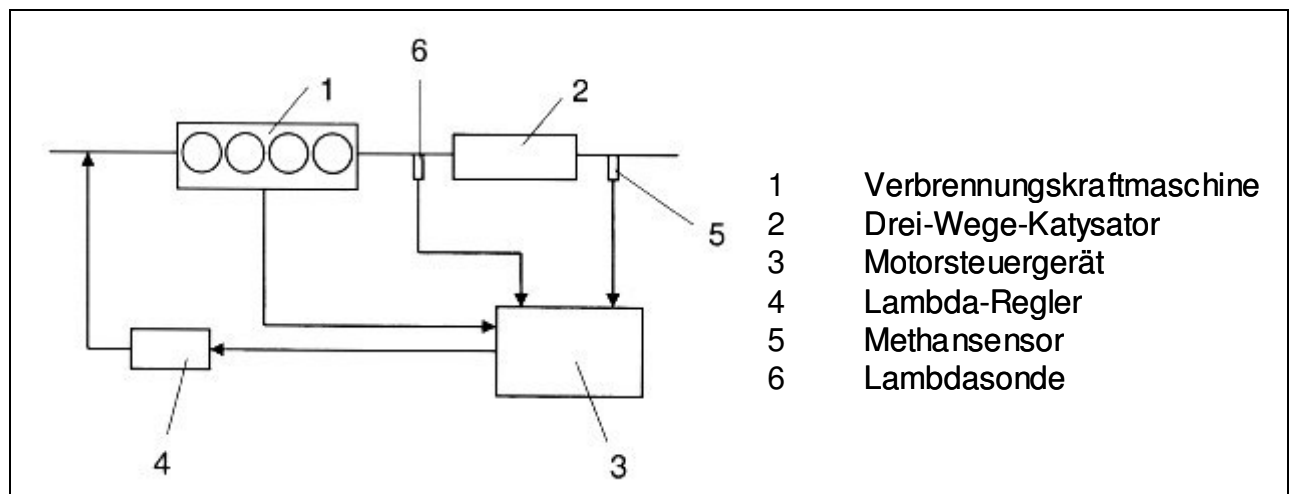
Nachteilig ist, dass sich über die Alterung des Katalysators nicht nur die Konvertierungsrate für die Oxidation von Methan verschlechtert, sondern auch das  $\lambda$ -Fenster für hohe Konvertierung kleiner wird. Wie umfangreiche Untersuchungen zeigten, tritt neben der Verkleinerung des Lambdafensters auch eine Setpoint-Verschiebung auf (**Bild 3.23**).



**Bild 3.23** Verkleinerung und Verschiebung des  $\lambda$ -Fensters über die Alterung des Katalysators (konst. Abgastemperatur, Anteil  $\text{CH}_4$  = konstant, Betriebspunkt  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 1 \text{ bar}$ ) [128]

Das enge und sich verschiebende Luftverhältnissenster, die unzureichende Konvertierung von  $\text{CH}_4$ -Molekülen bei Magerbetrieb und die hohe Light Off-Temperatur führen zu einem im Vergleich zum Benzinbetrieb erhöhten Aufwand bei der Abgasnachbehandlung im Erdgasbetrieb zur dauerhaften Einhaltung der Grenzwerte. Bei bivalenten Konzepten wird aber ein derartiger Aufwand bis heute nicht betrieben, da es aufgrund der Zulassungsvorschriften bisher nicht notwendig ist.

Für die Serienumsetzung einer monovalenten Lösung wird es aber in Zukunft unumgänglich sein, nach neuen Lösungen im Bereich der Abgasnachbehandlung zu suchen. Hier können Funktionen im Bereich der Motorsteuerung erforderlich sein, die mittels eines zusätzlichen Methansensors die Konversionsrate im Katalysator ermitteln (**Bild 3.24**) und eine Anpassung des Setpoints an die Alterung des Katalysators erfolgt [128]. Als Sensor für Methan kommen für den automobilen Anwendungsbereich nur Halbleiter-Metalloxidsensoren in Frage. Sensorik auf der Basis von Lasern bzw. oder Feldeffekt-Messtechnik scheinen aus heutiger Sicht ungeeignet. Auch die Metalloxid-Sensoren müssen noch dahingehend optimiert werden, dass die Querempfindlichkeit gegenüber anderen Kohlenwasserstoffen (z.B. Alkoholen) geringer wird.



**Bild 3.24** Anordnung des Methansensors im Regelkreis zur Anpassung des Luftverhältnisses im Zuge der Katalysatoralterung [128]

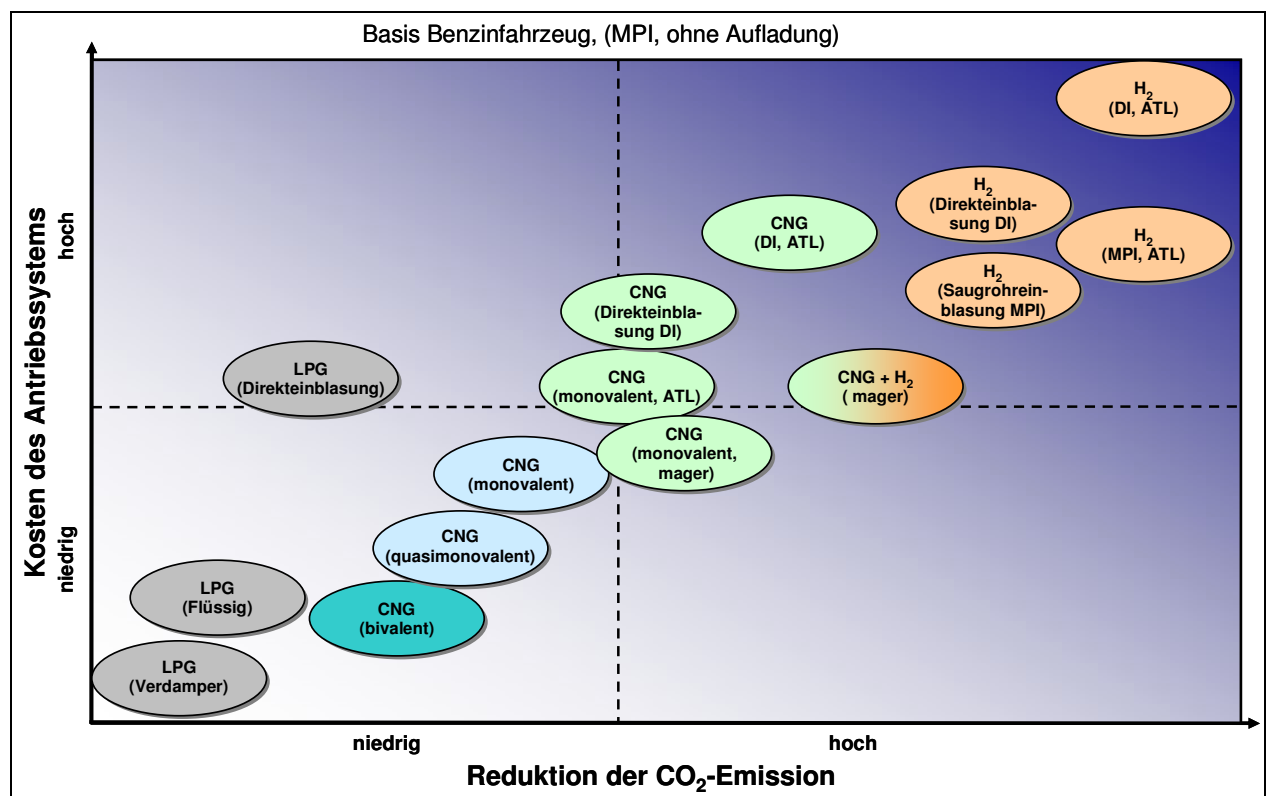
Ebenso sind neue Wege im Bereich der Startexothermiefunktionen zur schnellen Aufheizung des Katalysators erforderlich, da eine konventionelle Sekundärlufteinblasung, analog zum Benzinmotor, aufgrund des hohen Flammpunktes von Methan nicht ausreichend funktioniert. Problematisch bei einer konventionellen Sekundärlufteinblasung ist, dass Erdgas-Luftgemische auch bei unterstöchiometrischem Betrieb unterhalb einer Luftverhältnissgrenze von  $\lambda \approx 0,8$  nicht

zündfähig sind. So ist es nicht möglich, durch Betreiben des Motors in einem Luftverhältnissbereich von  $\lambda < 0,80$ , wie es bei Benzinbetrieb erfolgt, ausreichend Erdgasmoleküle für eine exotherme Reaktion bei Sekundärlufteinblasung zur Verfügung zu stellen. Aus diesem Grund wird vom Verfasser in [129] vorgeschlagen, dem Sekundärluftstrom Erdgas zuzuführen, um somit einen aussetzerfreien Motorbetrieb mit einem stöchiometrischen Luftverhältnis beim Start sicherzustellen und eine ausreichend hohe Energie im Abgasstrom nach dem Kaltstart des Motors zu erzeugen.



#### 4. Möglichkeiten zur Steigerung des Wirkungsgrades bei der Verbrennung von Erdgas in Hubkolbenmotoren

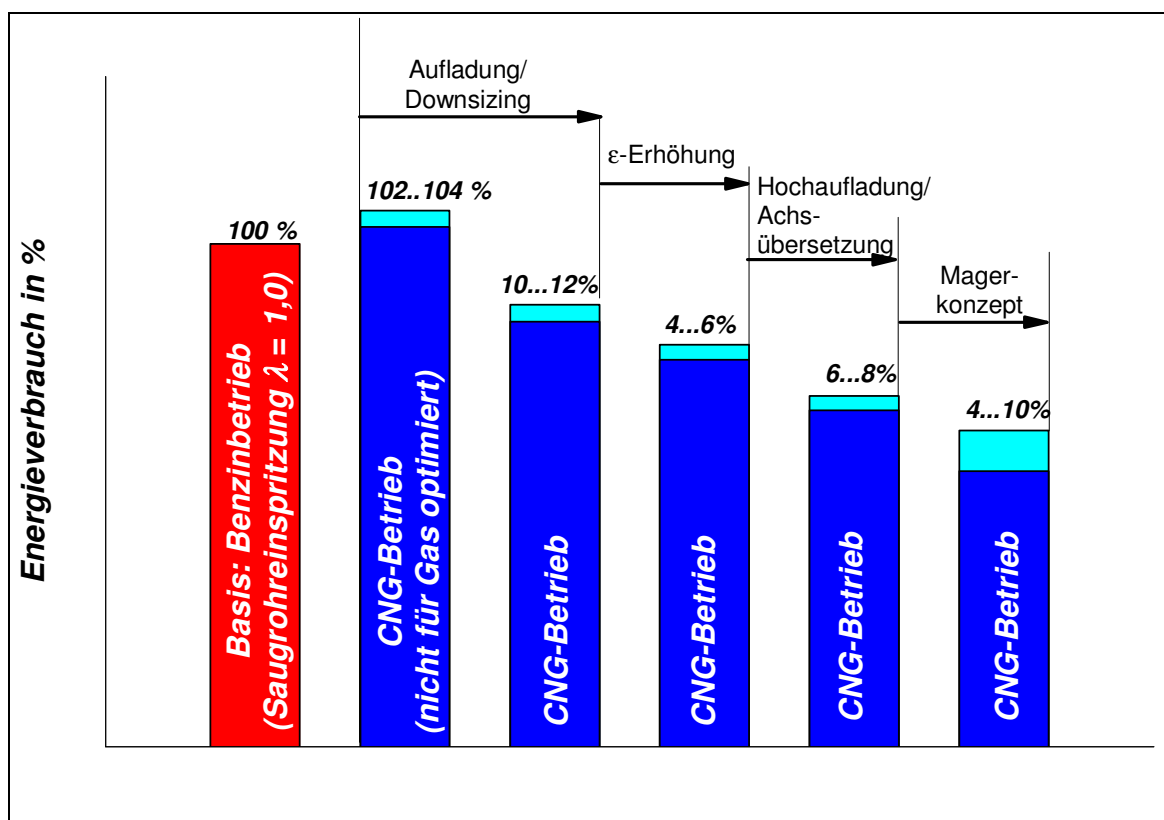
Der Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen im Kraftfahrzeug war jahrzehntelang mehr oder weniger dadurch geprägt, dass es sich um eine Nischenanwendung handelte. Diese Nische wurde in erster Linie bei schlechter Verfügbarkeit von flüssigen Kraftstoffen besetzt, bzw. wenn es darum ging die Kosten für die Mobilität zu senken. In den kommenden Jahren wird sich dieses Bild wandeln. Unter dem Gesichtspunkt der Senkung der verkehrsbedingten CO<sub>2</sub>-Emissionen bieten gasförmige Kraftstoffe, neben regenerativ erzeugten flüssigen Kraftstoffen das größte Potenzial. Um dieses Potenzial zu nutzen, ist es notwendig geeignete Verfahren für die Energieumsetzung (Verbrennung) in Hubkolbenmotoren zu entwickeln, die die Eigenschaften der Brenngase konsequent ausnutzen (**Bild 4.1**).



**Bild 4.1** Auswahl von Technologien für die Verbrennung von Gasen im Fahrzeugmotor und deren Auswirkung auf die Kosten und die CO<sub>2</sub>-Emission (well-to-wheel)

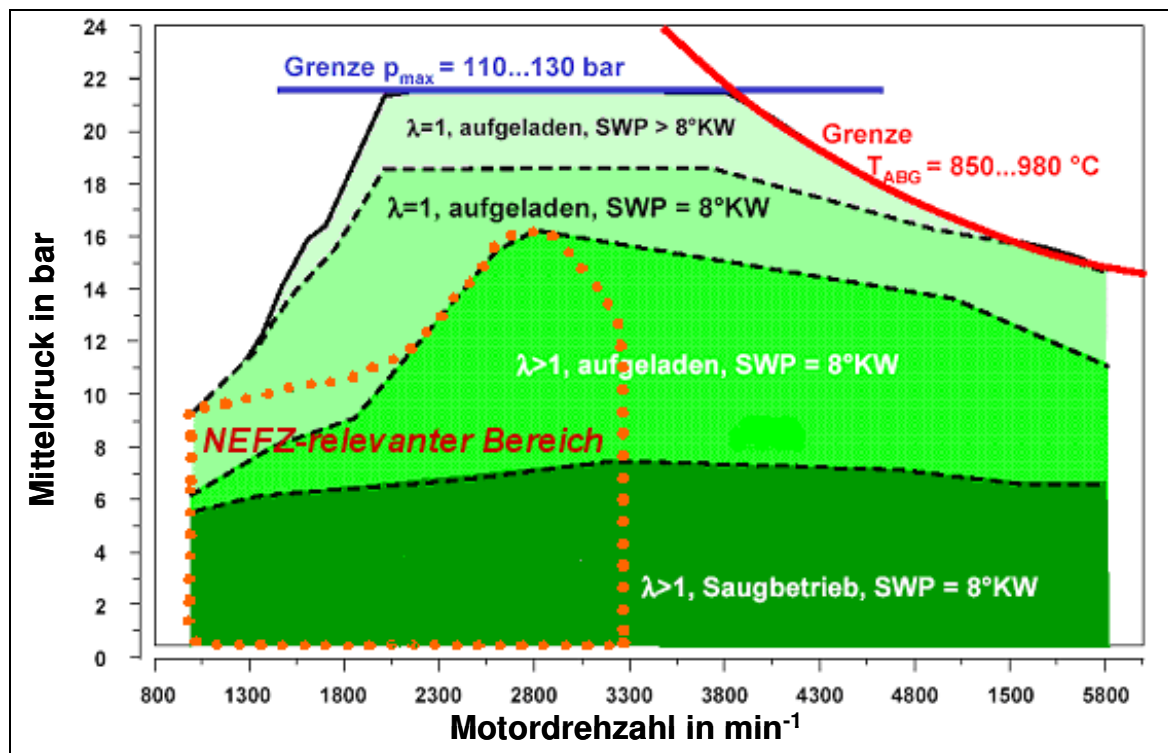
Die Entwicklung eines Motors mit optimierter Verbrennung für Gas wurde in den letzten Jahren von Seiten der Hersteller nicht forciert, (es gibt heute noch immer eine zu geringe Infrastruktur

für die Betankung mit Erdgas) und unterlag Einschränkungen im Hinblick auf die Entwicklungskapazitäten, da aufgrund der Stückzahlen von Gasautos es nicht möglich war, große Änderungen am Basiskonzept vorzunehmen. Die zunehmende Verbreitung von Erd- und Flüssiggas im Kraftfahrzeug eröffnet aber auch hier neue Möglichkeiten. Nicht zu vergessen ist hierbei, dass in den letzten Jahren im Pkw-Antriebsbereich neue Technologien eingeführt wurden, um das Leistungs-, Verbrauchs- und Emissionsverhalten der Fahrzeuge zu verbessern. So sind die Basistriebwerke für den Einsatz von Erdgas als Kraftstoff (Ottomotoren) immer häufiger mit einer Benzindirekteinspritzung ausgestattet und verfügen häufig über eine Zylinderaufladung (Abgasturbolader, mechanische Aufladung oder deren Kombination). Diese Techniken wirken sich nicht nur positiv auf die Verbrennung von Benzin, sondern auch auf die Erdgasverbrennung aus, da zum Beispiel meist eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon \approx 12$ ) durch die Kühlung des Brennraumes (Verdampfungsenthalpie) bei Benzindirekteinspritzung möglich ist. Auch ist ein Aufladeaggregat in der Regel notwendig, um mit Erdgas vergleichbare Fahrleistungen, wie mit Benzin zu erreichen, was eine Forderung der meisten Kunden eines Gasfahrzeuges ist.



**Bild 4.2** Mögliche Verringerung des CNG-Verbrauchs bei Auslegung des Motors für den Gasbetrieb

Im Vordergrund der Entwicklung moderner Erdgasmotoren für Pkw muss aber die Verbesserung des Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors und damit eine Schaffung eines konkurrenzfähigen Aktionsradius sein. Im **Bild 4.2** sind verschiedene Wege zur Senkung des Energieverbrauches dargestellt, wobei ein „Magerbrennverfahren“ die größte Wirkungsgradsteigerung bringen könnte. Das Problem bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische liegt bei der Sicherstellung eines stabilen Motorbetriebs über das gesamte Betriebskennfeld und der Vermeidung hoher Stickoxidemissionen. Nur wenn es gelingt, ein derartiges Verfahren so zu gestalten, dass auf eine aufwändige Stickoxidnachbehandlung verzichtet werden kann, ist dieses Konzept zielführend. Berücksichtigen muss man aber auch hier, dass die mittlerweile entwickelten kontinuierlichen Abgasnachbehandlungssysteme aus dem Diesel-Pkw-Bereich zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei Luftüberschuss auch beim Erdgasmotor angewendet werden können. Die Kombination von einem Magerkonzept mit der Aufladung des Motors ist aufgrund der sehr hohen Klopffestigkeit der verfügbaren Erdgase sinnvoll [122]. Mit einem derartigen Triebwerk besteht die Möglichkeit, hohe Fahrleistungen mit geringem Verbrauch und somit einer hohen Wirtschaftlichkeit zu verbinden. Die Realisierung eines solchen Konzeptes beinhaltet Aufgaben im Bereich der Auslegung des Aufladesystems, wie auch auf dem Gebiet der Abgasemissionsverringering.



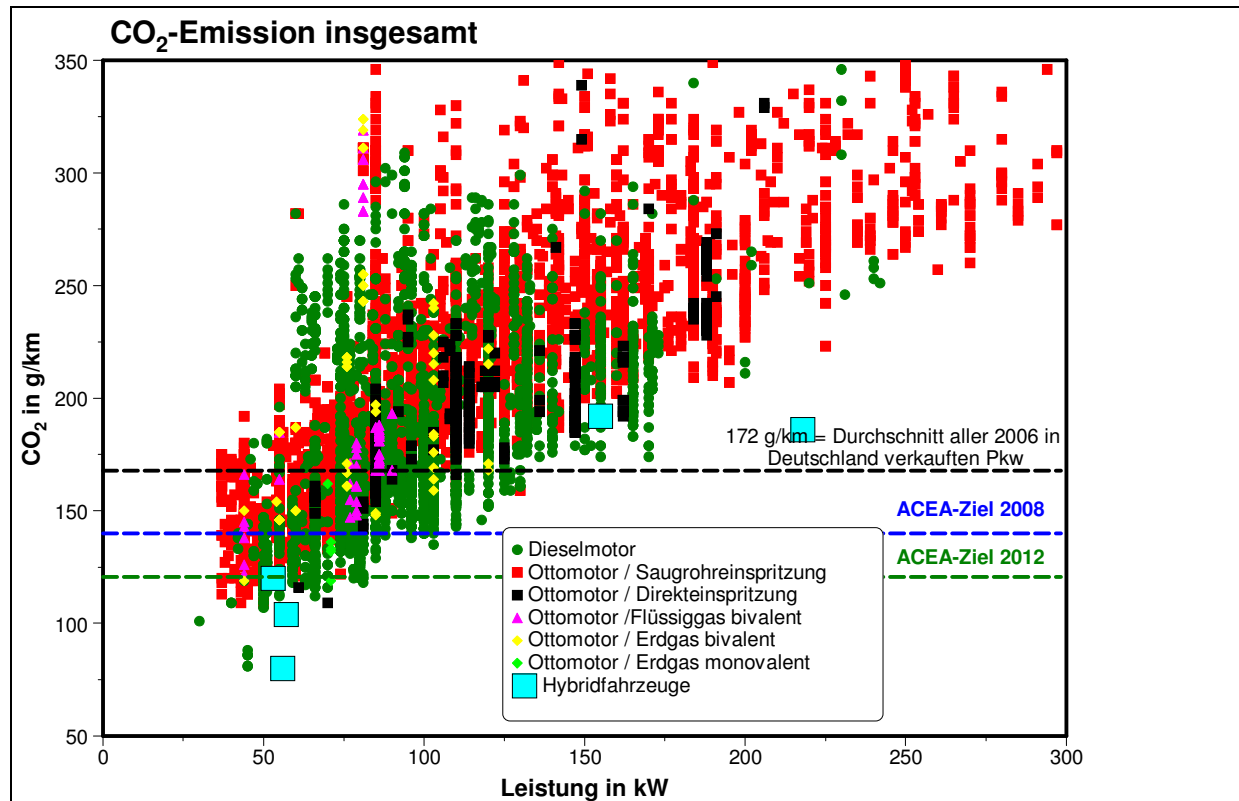
**Bild 4.3** Auslegungskennfeld für einen überstöchiometrisch betriebenen, abgasturbo-aufgeladenen CNG-Pkw-Motor nach [131]

Wie aus **Bild 4.3** erkennbar, wird der Motor in dem für die Abgasgesetzgebung relevanten Teillastbereich überstöchiometrisch betrieben. Damit bleiben aber die Probleme der Stickoxidemissionen und die für den Magerbetrieb nur unzureichenden katalytischen Konvertierungsmöglichkeiten mit herkömmlichen Katalysatoren erhalten. Der Einsatz von aufwändigen  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysatoren oder kontinuierlich arbeitenden Systemen ( $\text{NO}_x$ -SCR-Katalysatoren mit Harnstoffeindüsung) ist bisher für den Erdgasbetrieb von Kraftfahrzeugmotoren noch nicht untersucht worden, so dass momentan Aussagen zur Wirksamkeit dieser Systeme fehlen. Auf jeden Fall würden zusätzliche Stickoxidadnachbehandlungssysteme die Kosten für ein Erdgasfahrzeug erhöhen. Weiterhin ist erkennbar, dass bei hohen Lasten der Vorteil des klopffesten Erdgases im Hinblick auf eine wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunktlage nicht genutzt werden kann. Ursächlich hierfür ist zum einen die aus Haltbarkeitsgründen notwendige Begrenzung des Spitzendrucks des Erdgastriebwerkes. Zum anderen besteht gerade bei unteren Drehzahlen die Notwendigkeit, zur Verbesserung des Drehmomentaufbaus den Zündzeitpunkt nach spät zu legen, um die für den Ladedruckaufbau notwendige Abgasenthalpie an der Turbine zur Verfügung zu stellen. Der Schwerpunkt bei der Entwicklung eines überstöchiometrisch betriebenen abgasturboaufgeladenen Aggregates ist aus diesem Grund neben der Auslegung des Magerbrennverfahrens in der Auslegung des Aufladeaggregates zu sehen. Hier darf nicht unerwähnt bleiben, dass die Abgasenthalpie eines überstöchiometrisch betriebenen Erdgasmotors nicht ausreichend ist, um über das gesamte Drehzahlband ausreichend Ladedruck anzubieten, worauf im Abschnitt 4.3 noch näher eingegangen wird.

Eine zweistufige Aufladung, wie sie gegenwärtig beim Pkw-Dieselmotor Einzug hält, ist eine sinnvolle Aufladevariante für einen mager betriebenen Erdgasmotor [130]. Denkbar sind aber auch Kombinationen mit einer variablen Turbinengeometrie (Problem der hohen Abgastemperaturen bei Volllast) oder aber sämtliche Kombinationen mit einer elektrischen Unterstützung, ob nun direkt als Anfahrhilfe in Form eines leichten Hybridantriebes [131] oder aber als elektrische Unterstützung zum Ladedruckaufbau.

Hauptaugenmerk bildet bei modernen Brennverfahren die Auslegung für den möglichst entdrosselten Betrieb bei hohem Restgasanteil oder bei Ladungsverdünnung. Dabei wird das Ziel verfolgt, eine stabile Verbrennung unter ungünstigen Entflammungsbedingungen sicherzustellen, um einen wirkungsgradoptimalen Betrieb bei niedrigen Emissionen zu gewährleisten. Die Auslegung des Brennverfahrens im Saugbetrieb steht nicht im Widerspruch zum aufgeladenen Konzept, da wie oben dargestellt, der emissionsrelevante Kennfeldbereich sich generell in einem

Bereich ohne wirksame Aufladung befindet. Das Ergebnis der Verfahrensentwicklung muss daraus bestehen, die Vorteile des Kraftstoffes Erdgas voll auszuschöpfen und somit das CO<sub>2</sub>-Emissionsniveau heutiger Dieselfahrzeuge zu unterschreiten.



**Bild 4.4** CO<sub>2</sub>-Emissionen heutiger Antriebskonzepte im NEFZ, Datenquelle KBA, Stand 12/2006

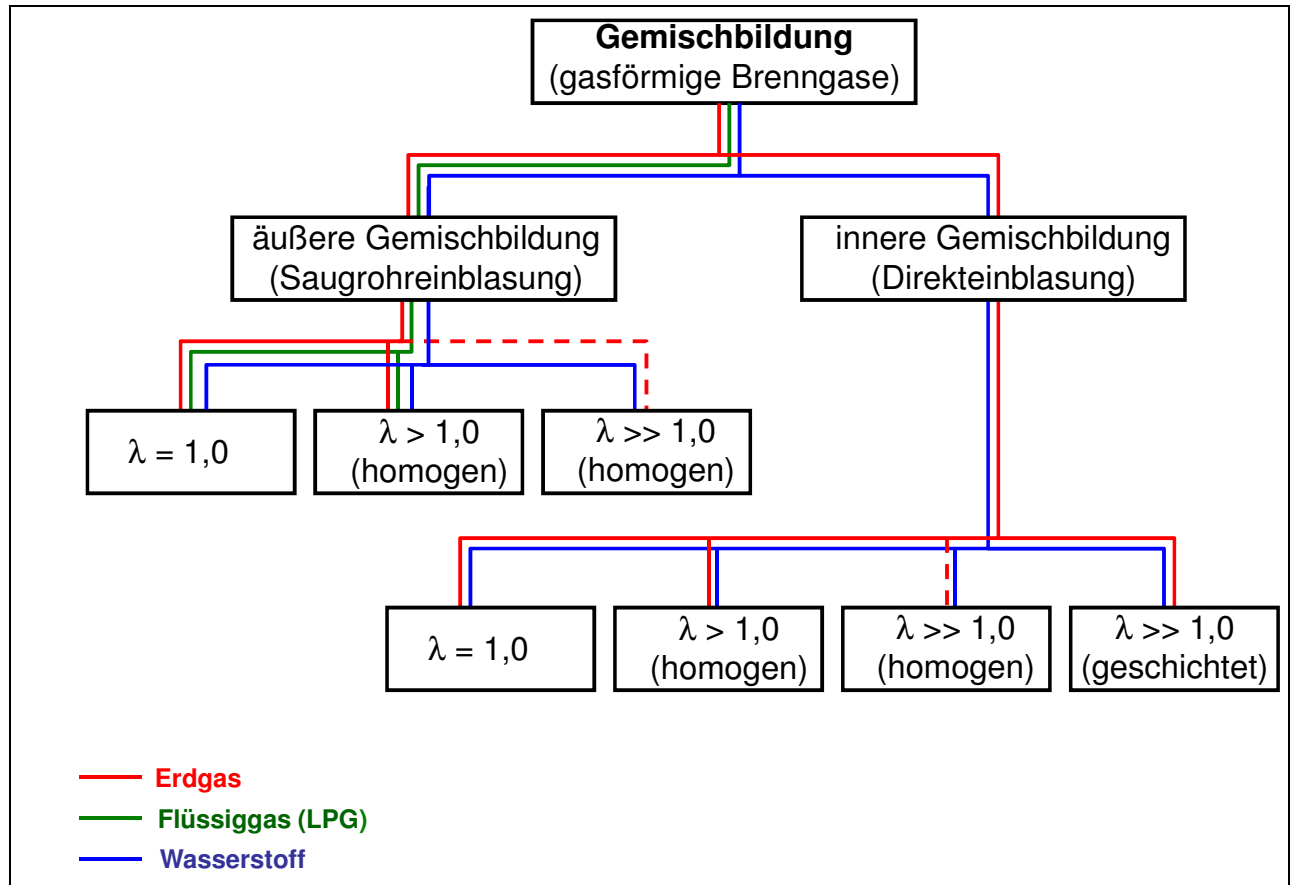
Aus dem **Bild 4.4** ist erkennbar, dass alternative Antriebskonzepte, insbesondere aber Erdgasfahrzeuge mit monovalenten Erdgasmotoren (nur noch 15 Liter Benzintank erlaubt) bereits heute neben Hybridantrieben führend sind, was den Ausstoß an CO<sub>2</sub>-Emissionen im Verhältnis zur Fahrleistung betrifft. Diesen Vorsprung gilt es zu wahren und durch geeignete Verfahren dafür zu sorgen, dass ein Erdgasantrieb nicht nur aus Sicht der Betriebskosten für den Fahrzeugkäufer interessant wird.

### 4.1 Gemischbildungskonzepte für Gas-, insbesondere Erdgasmotoren

Allgemein geht man davon aus, dass die Bildung eines zünd- und brennfähigen Gemisches mit gasförmigem Kraftstoff leichter zu bewerkstelligen sei, als mit flüssigen Kraftstoffen. Das trifft aber nur für einen Teil des Gemischbildungsprozesses zu. So muss ein Brenngas naturgemäß nicht aufwändig und mit hohem Druck zerstäubt werden. Der zweite Teil des Gemischbildungsprozesses, die Durchmischung und Aufbereitung des Brenngases mit der Verbrennungsluft zum zündfähigen Gemisch ist aber bei gasförmigen Brennstoffen nicht einfacher, als bei flüssigen Kraftstoffen. Besteht bei flüssigen Kraftstoffen immer die „Gefahr“, dass das Kraftstoffspray Inhomogenität aufweist, so hat dieser Effekt der Tröpfchen- und Strahlausbildung auch positive Auswirkungen an den Grenzen der Zünd- und Brennfähigkeit. So ist aufgrund dieser Inhomogenität des Kraftstoffsprays die Grenze zum Versagen des Entflammungsprozesses fließend und nicht schlagartig, wie z.B. bei der Erdgasverbrennung im Motor.

Man muss bei der Betrachtung der Gemischbildungsverfahren unterscheiden, in welcher Form die Brenngase im Fahrzeug transportiert werden. So ist die innere Gemischbildung bei Wasserstoff aus Gründen des Gemischheizwertes und der damit verbundenen Leistung (**Bild 3.8**) unbedingt zu empfehlen. Bei kryogener Speicherung des Wasserstoffes ist zurzeit eine innere Gemischbildung nicht möglich. Der Grund dafür ist die hohe Verdampfungsenthalpie, die zwangsläufig zum starken Wärmeentzug im Brennraum führen würde und somit zu ungünstigen Gemischbildungs- und Entflammungszuständen. Den flüssigen Wasserstoff zu verdampfen und mittels Kompressoren zu verdichten, so dass eine Direkteinblasung möglich wäre, ist ebenfalls nicht zielführend. Somit bleibt die gewünschte innere Gemischbildung bei Wasserstoff nur, wenn dieser in Form von Druckgas im Fahrzeug gespeichert wird. Analog gilt das gesagte auch für die innere Gemischbildung von Flüssiggas, wobei hier erschwerend hinzukommt, dass der Phasenübergang bei wesentlich moderateren Temperaturen stattfindet, die im Umfeld eines Verbrennungsmotors sehr häufig auftreten. Das macht in Verbindung mit den unterschiedlichen Dampfdruckkurven von Flüssiggas (in Abhängigkeit von der Gaszusammensetzung) eine kontrollierte Direkteinblasung von Flüssiggas in den Brennraum schwierig. Weiterhin bleibt festzuhalten, dass aufgrund dieser Unzulänglichkeiten der inneren Gemischbildung bei Gasen, die in flüssiger Form vorliegen, bisher noch keine Einspritzsysteme (Injektoren, Pumpen, Rücklaufsysteme usw.) entwickelt wurden. Problematisch sind hier vor allem Probleme mit den Phasenübergängen bei nicht kontinuierlichem Motorbetrieb. Bekannte Gemischbildungssysteme

aus dem Benzinbetrieb haben sich bei Flüssiggasen als ungeeignet erwiesen, wobei das Problem der Dampfblasenbildung nach dem Abstellen des Motors gravierende Schwierigkeiten hinsichtlich des Warmstarts bereitet.



**Bild 4.5** Gemischbildungsverfahren für Brenngase in Hubkolbenmotoren

Im **Bild 4.5** sind die möglichen Gemischbildungsverfahren für die im Kraftfahrzeug einsetzbaren Brenngase zusammengefasst. Generell bleibt festzuhalten, dass der Betrieb eines Erdgasmotors sowohl mit äußerer Gemischbildung, als auch mit innerer Gemischbildung in Bereichen mit hoher Ladungsverdünnung ( $\lambda \gg 1$ ) nicht einfach ist. Eine Ladungsschichtung bei innerer Gemischbildung ist sehr schwierig, da man den Einblasedruck aus Gründen der Reichweite möglichst niedrig haben möchte. Dieser niedrige Einblasedruck verlangt, dass die Einblasung sehr zeitig, meist schon beginnend bei geöffnetem Einlassventil erfolgt und bei Erreichen eines bestimmten Zylinderdruckes bereits abgeschlossen sein muss. Somit ist eine Ladungsschichtung nahezu unmöglich. Eine Druckerhöhung mittels Kompressor an Bord des Fahrzeuges ist mit Blick auf den Gesamtwirkungsgrad ebenfalls nicht vertretbar. Somit konzentrieren sich die meisten Aktivitäten auf dem Gebiet der Direkteinblasung von Erdgas darauf, die Leistung durch



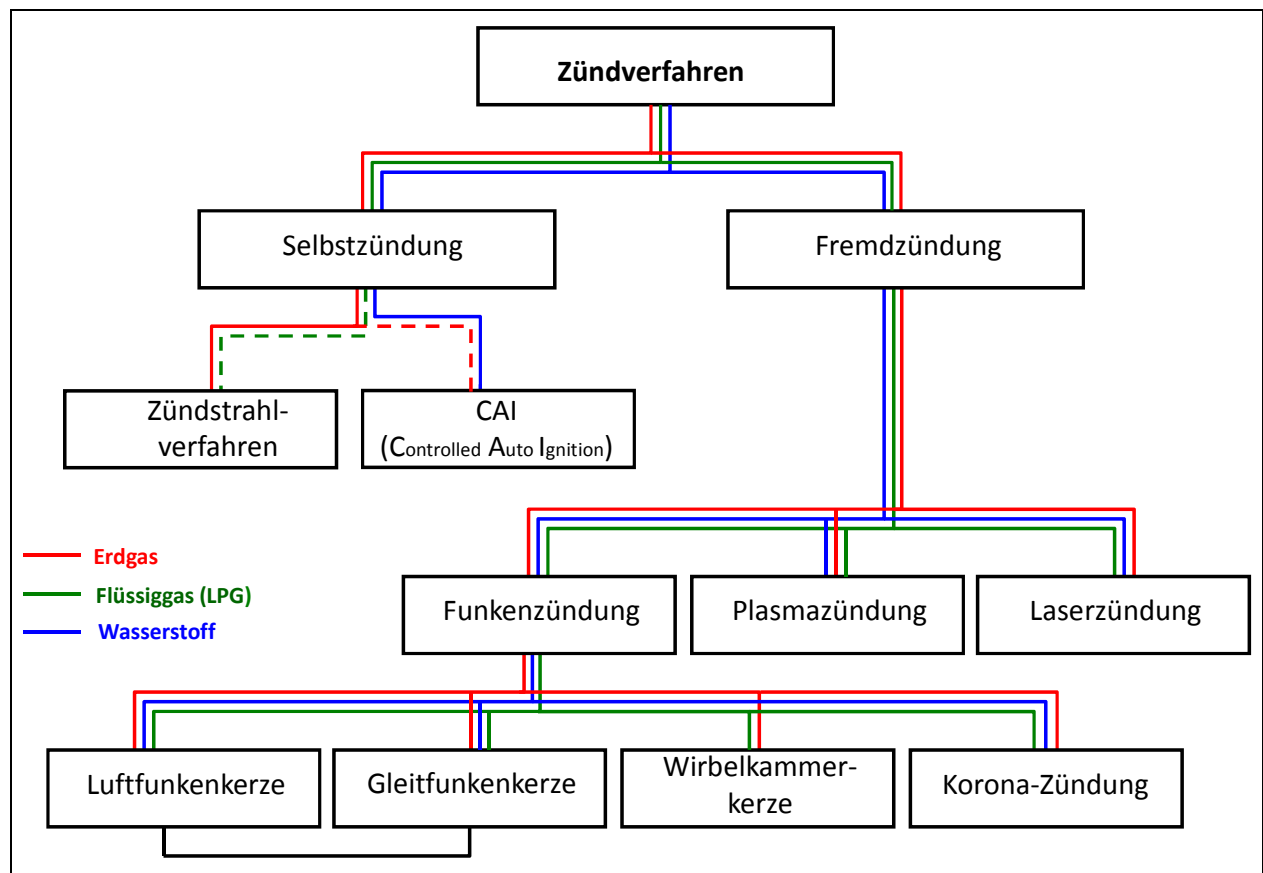
die Erhöhung des Gemischheizwertes zu steigern und das bei möglichst niedrigem Einblasdruck. Die Arbeiten zur Wirkungsgradverbesserung durch überstöchiometrischen Betrieb zielen in erster Linie auf Ausweitung der Magerlaufgrenze mit homogenem Gemisch durch Maßnahmen zur sicheren Entflammung und stabilen Verbrennung.

Bei Wasserstoff liegt bei innerer Gemischbildung der Fokus auf einer sehr guten Homogenisierung, um Luftverhältnisse mit kritischer Selbstentflammung zu vermeiden [85]. Eine späte Einblasung mit hohem Druck ist hier positiv zur Verminderung der Neigung zur Vorentflammung, steht aber, analog zum Erdgas, im Widerspruch zu der Forderung mit möglichst niedrigem Einblasdruck die Reichweite eines Kraftfahrzeuges mit Druckgastank zu erhöhen.

## 4.2 Zündverfahren für Gas-, insbesondere Erdgasmotoren

Alle für Kraftfahrzeuge in Frage kommenden Brenngase haben Zündtemperaturen, die oberhalb der üblichen Kompressionstemperaturen liegen. Das heißt, dass von außen Energie zugeführt werden muss, um eine Entflammung des Gas-Luftgemisches zu bewirken, oder durch aufwändige Maßnahmen, wie z.B. die Erhöhung der Verdichtung oder der Ansaugtemperaturen, die Verdichtungsendtemperaturen so zu steigern sind, dass eine Selbstzündung möglich wird.

Demzufolge sind nach **Bild 4.6** zunächst einmal nur fremdgezündete Verfahren mit unterschiedlichen Zündverfahren denkbar. Selbstzündung wird bei Diesel-Gasmotoren verwendet und beruht darauf, dass mit einer Kleinstmenge von eingespritztem Dieselmotorkraftstoff das Gas-Luftgemisch entzündet wird. Nachteilig für einen Pkw-Einsatz ist, dass Dieselmotorkraftstoff mitgeführt werden muss. Das führt auch dazu, dass das Zündstrahlverfahren im Großmotorenbereich rückläufig ist, da zum Beispiel bei Biogasanlagen der Zündkraftstoff einen erheblichen Kostenfaktor darstellt.



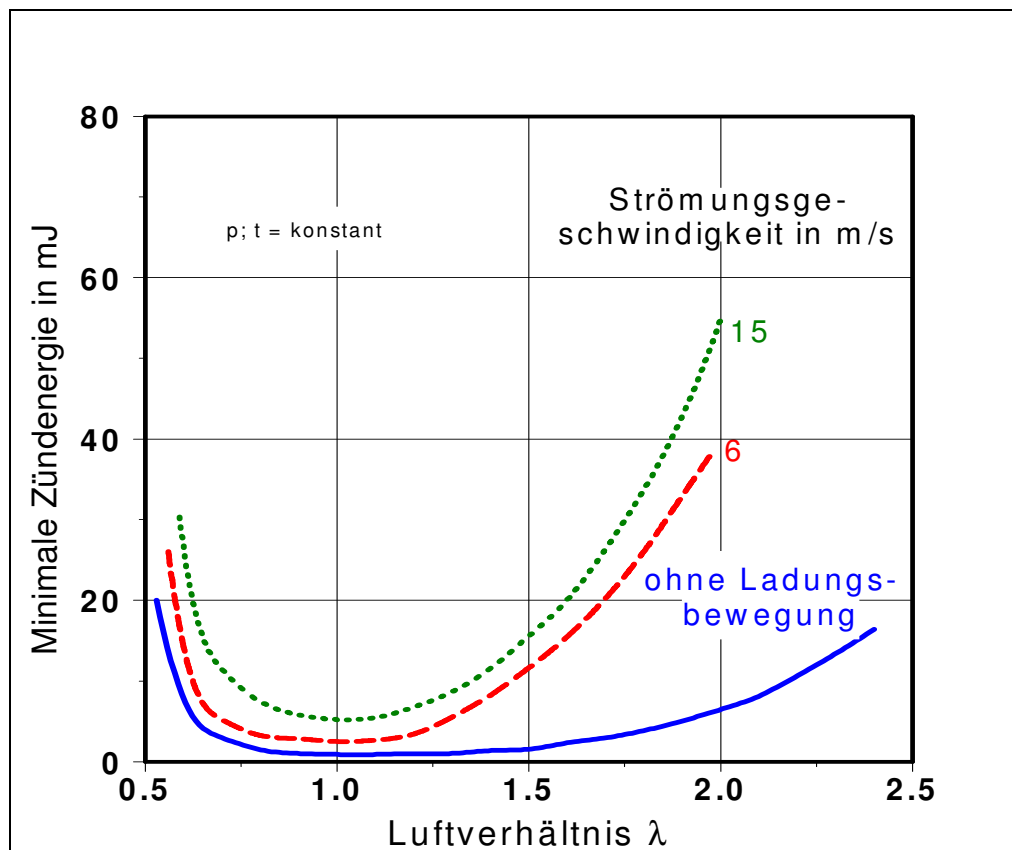
**Bild 4.6** Übersicht Zündverfahren für gasförmige Kraftstoffe

Die kontrollierte Selbstzündung (CAI) eines gasförmigen Kraftstoffes, bei der der Kraftstoff an allen Stellen im Brennraum gleichzeitig „zündet“ stellt eine interessante Alternative dar. Trotz sehr schneller Energieumsetzung herrschen nur moderate Verbrennungstemperaturen und somit entstehen wenige Stickoxide. Aufgrund der hohen Selbstentflammungstemperaturen der Gasbrennstoffe ist das CAI-Verfahren aber nur sehr schwer realisierbar und hat das Entwicklungsstadium noch nicht verlassen. Insbesondere bei Methan-Luftgemischen ist der Selbstzündungsprozess aufgrund der Molekülstruktur schwer vorstellbar. Wasserstoff-Luftgemische benötigen nur einen sehr geringen Zündenergiebedarf, so dass bezweifelt werden muss, dass hier eine homogene, kontrollierte Selbstzündung möglich ist. Vielmehr reicht hier eine minimale Zündenergiemenge (z.B. heißes Bauteil, oder heißer Verbrennungsrückstand) aus, um eine Zündung vor der gewünschten Selbstzündung einzuleiten. Für ein CAI-Verfahren muss die Möglichkeit einer zyklusgenauen Steuerung gegeben sein. Dies kann nur über die direkte Einblasung erfolgen, was bei Flüssiggas und kryogenen Wasserstoff bisher nicht möglich ist.

Der Zündenergiebedarf ist aber, wie aus dem **Bild 4.7** entnehmbar, keine feste Größe, sondern hängt von den Faktoren Ladungsbewegung und Ladungsverdünnung ab und natürlich auch von Druck und Temperatur zum Zündzeitpunkt. Wasserstoffgemische verhalten sich prinzipiell ähnlich, nur dass die Zündgrenzen bis zu Luftverhältnissen von  $\lambda \approx 10$  reichen und die minimale Zündenergie nur etwa 1/10 des Wertes von Methan- oder Propan-Luftgemischen beträgt.

Moderne Zündanlagen von Pkw-Motoren sind in der Lage sehr hohe Zündenergien für den Entflammungsprozess zur Verfügung zu stellen. Mit heute üblichen Transistor-Spulen-Zündanlagen sind Funkenenergien von mehr 30...120 mJ darstellbar. Die modernen Motorsteuerungssysteme sorgen dafür, dass diese hohe Energiemenge genau zu dem für die Entflammung optimalen Zeitpunkt freigesetzt wird. Darüber hinaus soll nur so viel Energie eingebracht werden, wie zur Entflammung gebraucht wird (Elektrodenverschleiß).

Trotzdem stellt die Entflammung magerer Kraftstoff-Luftgemische bis heute eine besondere Herausforderung in der Brennverfahrensentwicklung dar. Bei der Abmagerung sinken die Energiedichte des Gemisches, die Flammentemperatur sowie die Flammgeschwindigkeit. Daraus resultiert mehr Zeit für einen Wärmeentzug im Bereich der Entflammungszone, der nur über die Energie und die Größe des Zündfunken kompensiert werden kann. Darüber hinaus erfolgt zur Kompensation der langsamen Brenngeschwindigkeit bei Magerbetrieb in der Regel der Einsatz einer hohen Ladungsbewegung, was den Mindestzündenergiebedarf im Bereich der Magerlaufgrenze exponentiell ansteigen lässt (**Bild 4.7**).



**Bild 4.7** Zündenergiebedarf für ein Propan/Luftgemisch nach [132]

Daraus lassen sich generell zwei Maßnahmen zur sicheren Entflammung eines überstöchiometrischen Kraftstoff-Luftgemisches in Ottomotoren ableiten:

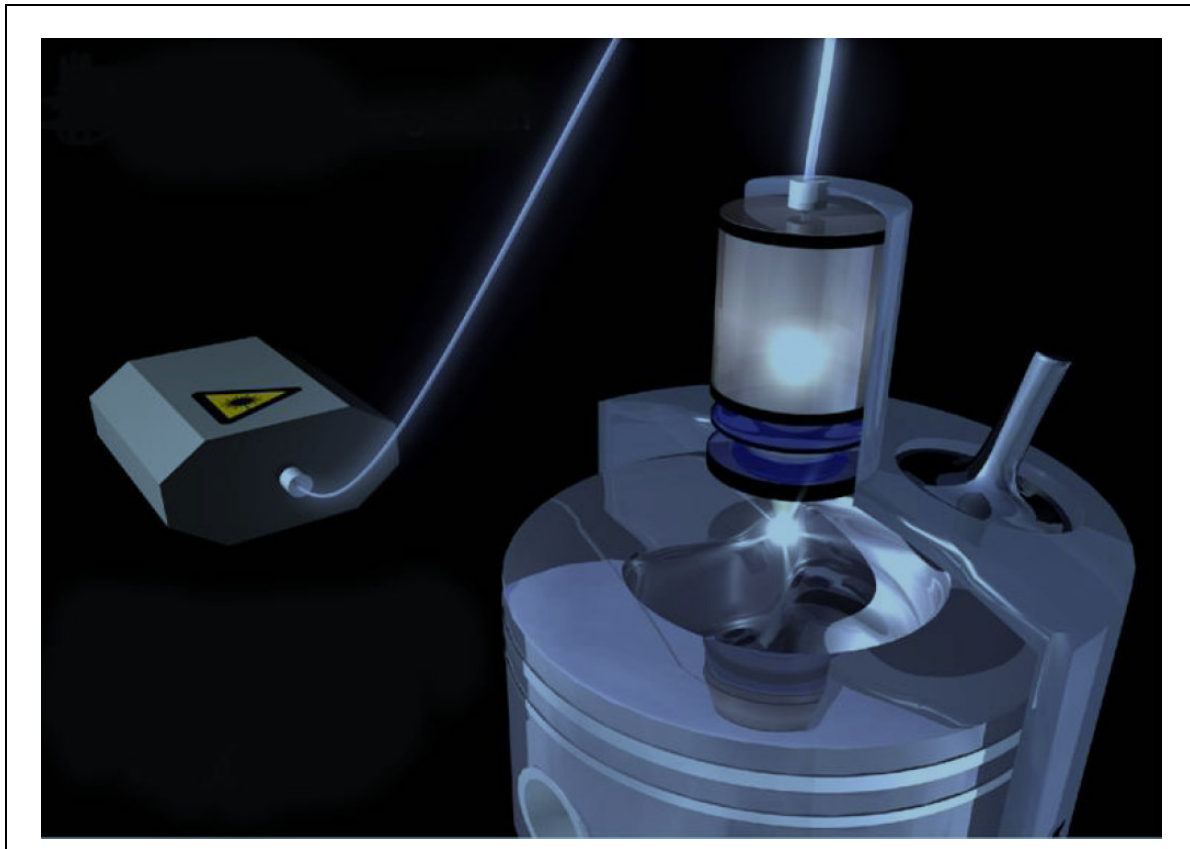
- Erhöhung der für die Entflammung zur Verfügung stehenden Zündenergie
- Schaffung einer Entflammungszone mit niedrigem Zündenergiebedarf (d.h. geringe Ladungsbewegung, zündwilliges Luftverhältnis, ggf. Wärmeisolation)

Für die Erhöhung der Zündenergie steht eine Reihe von Einzelmaßnahmen zur Verfügung. Das reicht von einfachen Maßnahmen im Bereich der konventionellen Spulenzündanlage, wie z.B. die Verwendung von Elektroden mit sehr geringem Wärmeentzug über aufwändigere Lösungen, wie Wechselspannungszündanlagen oder neuartigen Korona-Zündsystemen [133], [134], bis hin zu unkonventionellen Laserzündungen [135].

Der Vorteil von Wechselspannungszündanlagen und Laserzündsystemen ist, dass im Gegensatz zur konventionellen Spulenzündung die zuführbare Energiemenge nicht zeitlich durch die Funkenbrenndauer begrenzt wird. So wird bei einer Wechselspannungszündung durch

kontinuierlichen Phasenwechsel ein beliebig langer Funken an den Elektroden eingestellt. Bei der Laserzündanlage ist die Energiemenge, die in den Brennraum durch ein Quarzglasfenster eingebracht wird nur durch das zur Zündung zur Verfügung stehende Zeitfenster und die Stärke des verwendeten Lasers begrenzt.

Diesem Vorteil stehen aber auch einige, zum Teil, gravierende Nachteile entgegen. Zu nennen ist hier, der komplizierte elektronische Aufbau der Wechselspannungszündanlage oder die Verschmutzung des Brennraumfensters bei Laserzündsystemen [135]. Letzteres ist als wesentlicher Nachteil von Laserzündungen zu sehen, da ein Wechsel des Brennraumfensters, oder dessen Reinigung mit Ausfallzeit verbunden ist. Gelingt es diese Probleme zu lösen, so besteht die Möglichkeit mit der verschleißfreien Laserzündung Vorteile im Dauerbetrieb zu erzielen.



**Bild 4.8** Laserzündanlage der GE Jenbacher für Großgasmotoren [135]

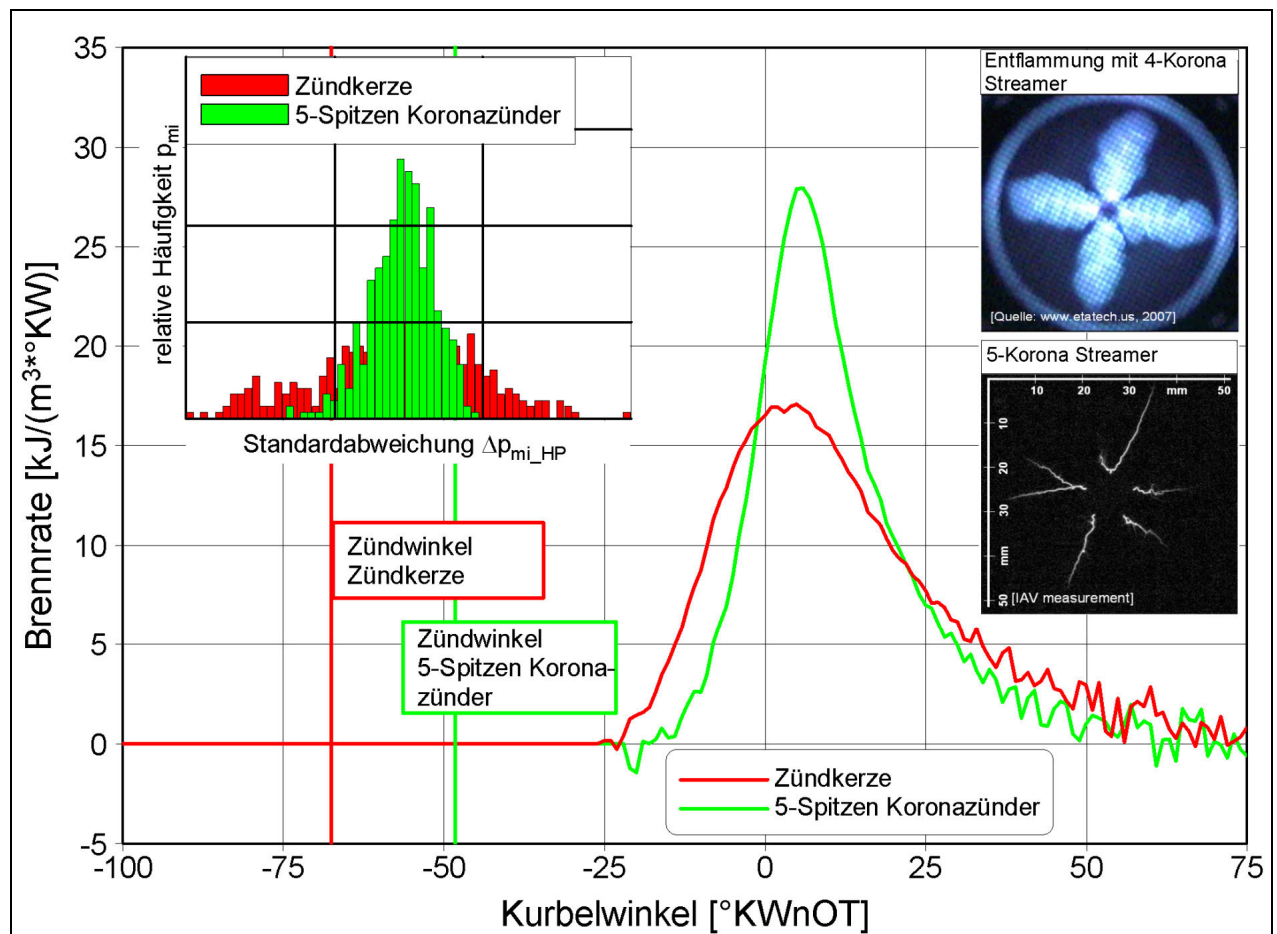
Die neuartigen Korona-Zündsysteme stellen eine Weiterentwicklung der konventionellen Spulenzündung und Wechselspannungszündung dar. Bei dieser Neuentwicklung wird ein hochfrequentes, energieintensives elektrisches Feld erzeugt, wodurch es möglich ist, das Gas im Brennraum zu ionisieren [133]. Somit werden im Vergleich zur konventionellen Kerze mehrere größere Zündfunken erzeugt, die somit weiter in den Brennraum reichen (**Bild 4.9**). Erste

Versuche mit diesen neuartigen Zündsystemen liegen vor [136] und zeigen positive Auswirkungen auf die Geschwindigkeit der Energiefreisetzung und die zyklischen Schwankungen der Arbeitsspiele (**Bild 4.10**). Diese Untersuchungen wurden jedoch alle bisher mit Benzin als Kraftstoff durchgeführt und es bleibt abzuwarten, inwieweit diese positiven Ergebnisse bei gasförmigen Kraftstoffen bestätigt werden.



**Bild 4.9** Korona-Ionenstreamer im Vergleich zum Funken einer konventionellen Zündkerze nach [134]

Für Fahrzeugmotoren wird auch aus Kostengründen die konventionelle Spulenzündung weiterhin dominierend sein. Von den neuartigen Zündungen bietet die Korona-Zündung den Vorteil der leichten Austauschbarkeit, da analog zu herkömmlichen Kerzen, die vorhandene Zündkerzenbohrung als Brennraumzugang genutzt wird. Die Entwicklungsarbeiten konzentrieren sich bei der konventionellen Spulenzündung auf die Möglichkeit der Schaffung einer Atmosphäre zum Zündzeitpunkt, bei der sich am Ort der gewünschten Entflammung ein niedriger Zündspannungsbedarf einstellt. Über Maßnahmen zur Umsetzung dieser Gedanken wird nachfolgend in den Kapiteln 5 und 6 berichtet.

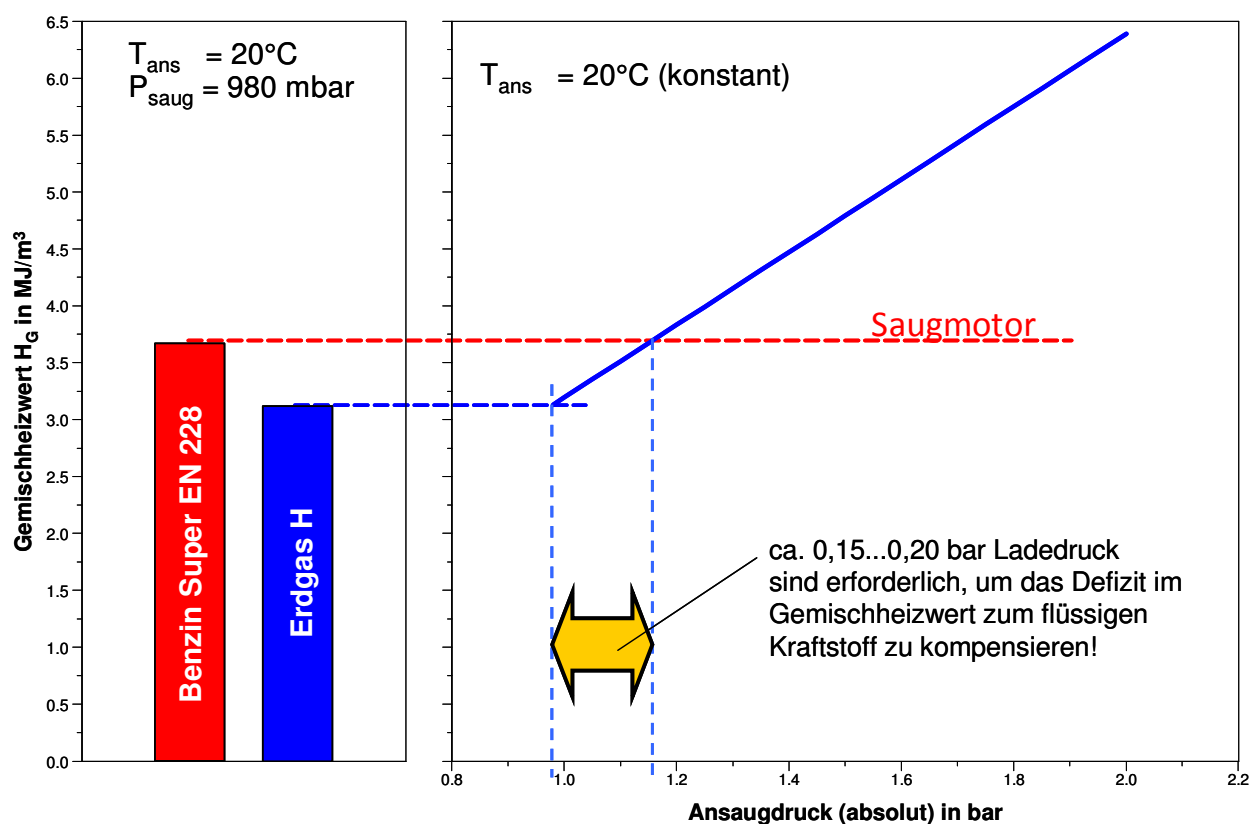


**Bild 4.10** Brennverlauf und  $p_{\text{mi}}$ -Häufigkeitsverteilung bei Kerzen- und Koronazündung [136]



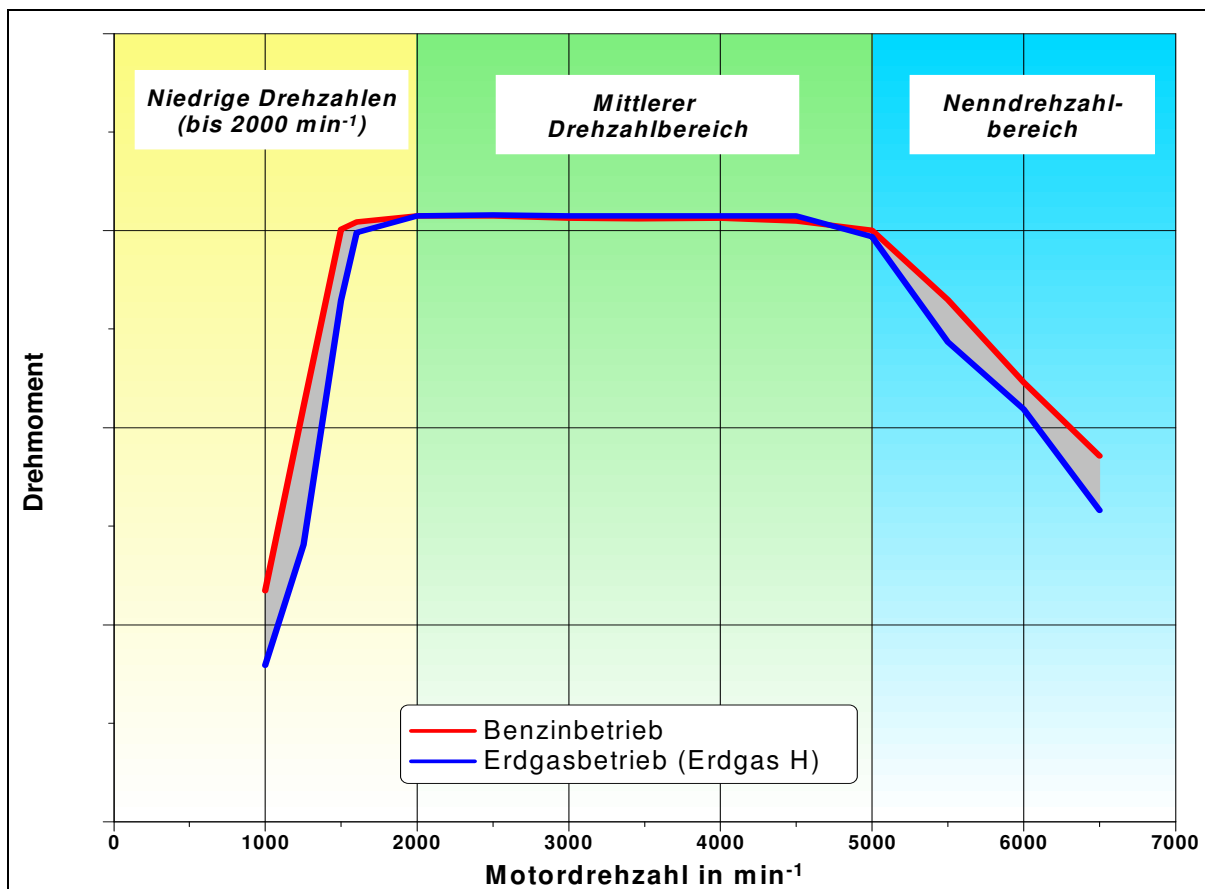
### 4.3 Aufladung des bivalenten Hubkolbenverbrennungsmotors bei Betrieb mit Erdgas

Ein wesentlicher Nachteil konventioneller Gasantriebe ist der Leistungsverlust gegenüber dem Benzinbetrieb. Dieser beruht auf der geringeren Gemischdichte durch den gasförmigen Kraftstoff bei indirekter Einblasung und den damit verbundenen geringeren Gemischheizwert. Dem kann entgegengewirkt werden und zwar durch eine Direkteinblasung des Gases in den Brennraum und zum anderen durch die Erhöhung der Gemischdichte im Zylinder mittels Aufladung. Die Aufladung ist seit mehr als 100 Jahren ein probates Mittel die Dichte des Gemisches und damit die Leistung eines Verbrennungsmotors zu erhöhen. Im Zuge der Effizienzsteigerung der modernen Kraftfahrzeuge hält diese Technik unter dem Stichwort „Downsizing“ sowohl bei Otto- als auch Dieselmotoren verstärkt Eingang in sämtliche Fahrzeugkategorien. Somit wird diese Technologie auch vermehrt bei Gasfahrzeugen zum Zuge kommen und hier die gemischheizwertbedingten Nachteile beseitigen.

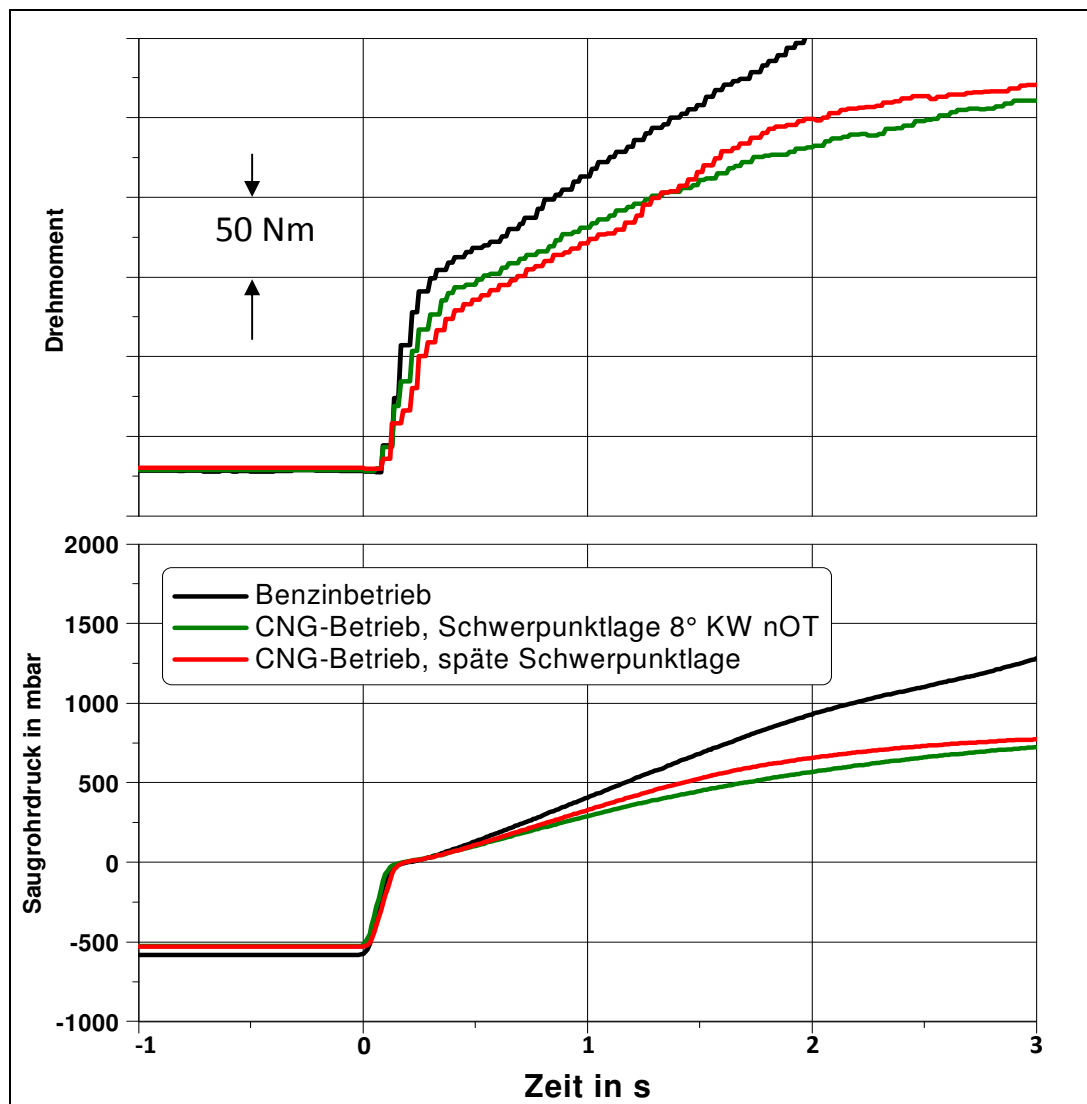


**Bild 4.11** Einfluss der Aufladung auf den Gemischheizwert bei einem Erdgasmotor mit äußerer Gemischbildung

Dem **Bild 4.11** kann entnommen werden, dass ein Ladedruck von ca. 0,20 bar für den Erdgasmotor notwendig ist, um durch Aufladung die Leistungsgleichheit zu einem Saugbenzinmotor zu erreichen. Bei heutigen Motoren ist die Aufladegruppe in der Regel für den Benzinbetrieb ausgelegt und optimiert und wird in den seltensten Fällen für den Erdgasbetrieb (Stückzahlproblematik) modifiziert. Dadurch ist es nicht möglich, bei aufgeladenen Erdgasbetrieb in allen Drehzahlbereichen dieselben Drehmomentwerte zu erreichen, wie es im Benzinbetrieb möglich ist. Das **Bild 4.12** zeigt den Drehmomentverlauf im Erdgas- und Benzinbetrieb eines aufgeladenen 1,8l-Vierzylindermotors mit der für den Benzinbetrieb optimierten serienmäßigen Aufladegruppe. Es ist erkennbar, dass sowohl im Bereich niedriger Drehzahlen, als auch im Bereich der Nennleistung die Drehmomentwerte des Benzinbetriebs mit Erdgas nicht erreicht werden. Insbesondere der schlechtere Drehmomentaufbau bei niedrigen Drehzahlen, dessen Ursache in den Unterschieden im Gemischheizwert, aber auch in der geringeren Abgasenthalpie beim Gasbetrieb liegen, ist Entwicklungsschwerpunkt bei aufgeladenen Erdgasmotoren. Das schlechtere Ansprechverhalten des Motors spürt der Fahrer deutlich und lässt sich auch in dynamischen Messungen (**Bild 4.13**) dokumentieren.



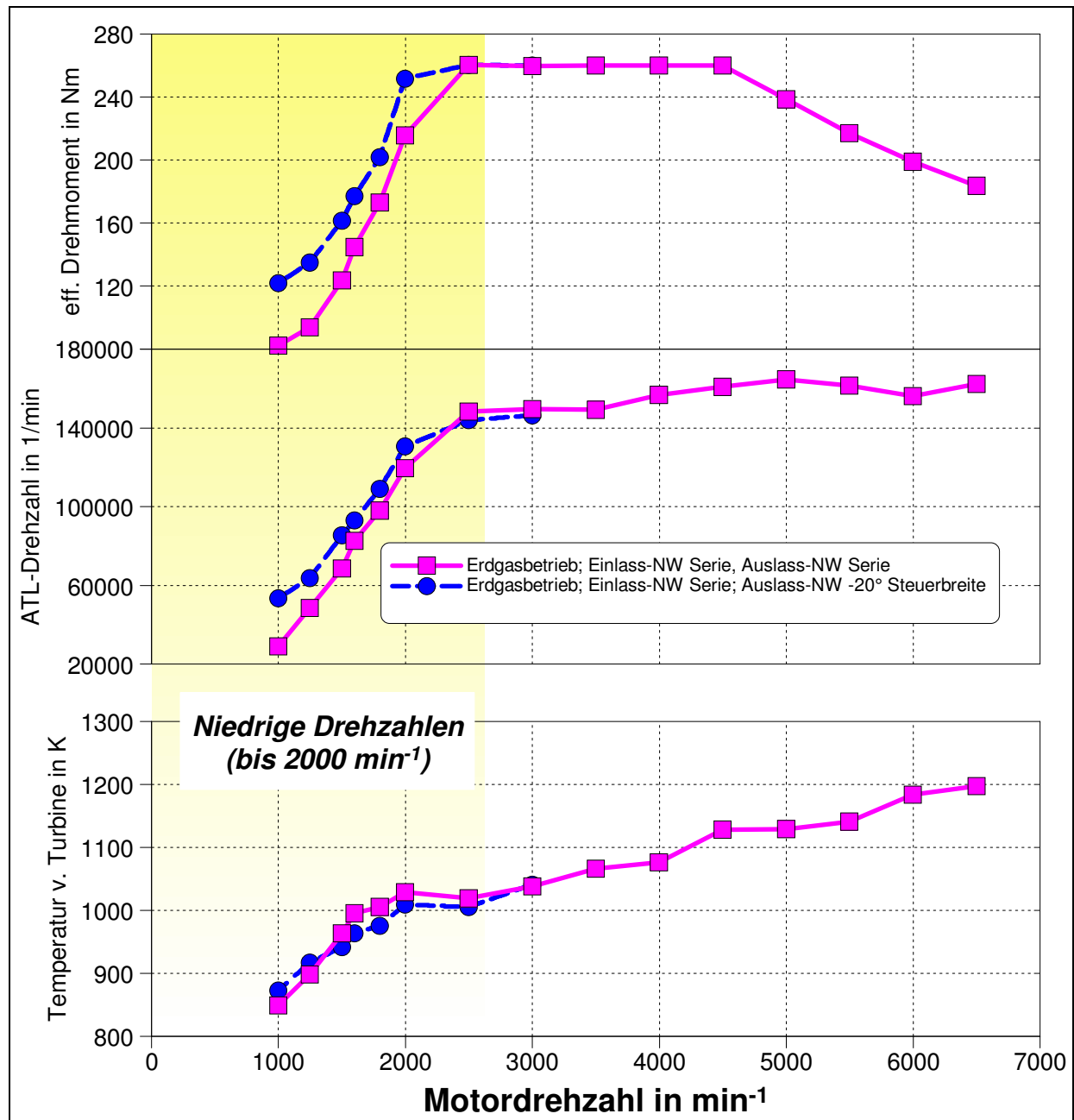
**Bild 4.12** Drehmomentverlauf bei Abgasturboaufladung im Benzin- und Erdgasbetrieb bei auf Benzinbetrieb ausgelegter Aufladung



**Bild 4.13** Lastsprung am dynamischen Motorprüfstand im Benzin- und Erdgasbetrieb

Diese Defizite können allein durch applikative Maßnahmen, wie Zündwinkelanpassung in Richtung spät und Verstellung der Steuerzeiten der Ladungswechselventile zur Erhöhung der Abgasenthalpie nicht ausgeglichen werden. Eine Änderung des Aufladeaggregates ist in der Regel aufgrund der niedrigen Stückzahlen der Erdgasmotorenderivate (abgeleitet vom Benzinmotor) ebenfalls nicht möglich, sodass sich die Entwicklungsarbeiten auf Änderung im Zylinderkopf (Steuerzeiten) konzentrieren, da ohnehin aufgrund der Haltbarkeit spezielle Anforderungen für den Erdgasbetrieb (Ventilsitzringe) erfüllt werden müssen. Motorprozesssimulationen haben gezeigt, dass ein Einflussfaktor bei abgasturbobetriebenen Motoren hierbei die Öffnungszeiten der Auslassventile sind. Ein wesentlicher Einfluss der Einlasssteuerzeiten konnte in den Simulationsrechnungen jedoch nicht beobachtet werden,

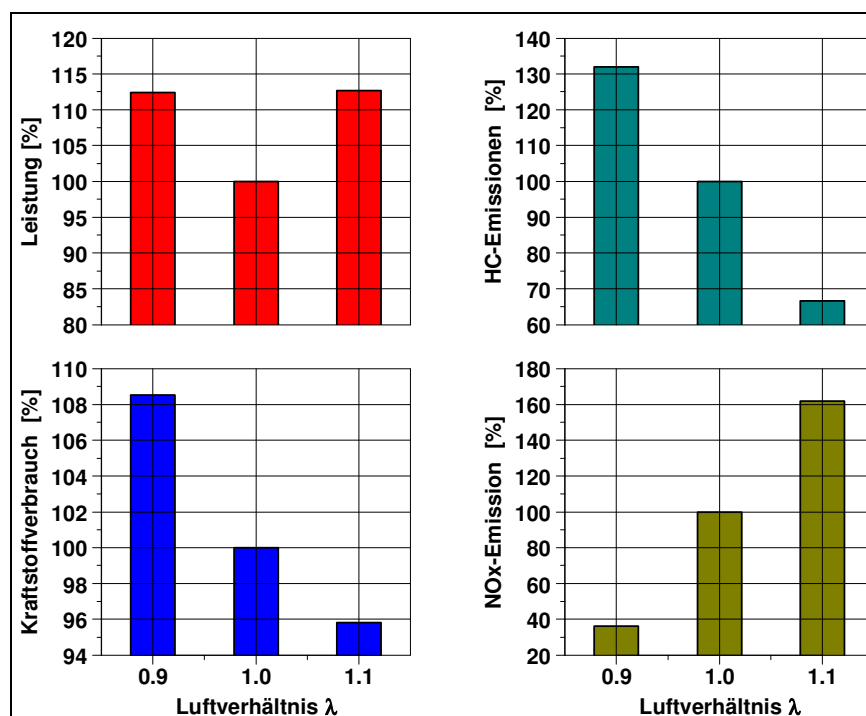
wobei natürlich beachtet werden muss, dass diese Aussage in erster Linie für den betrachteten Motor in Verbindung mit den Ladungswechselorganen, Saug- und Abgasanlagen und dem verwendeten Aufladeaggregat gilt (**Bild 4.14**). Bei den durchgeführten Auslegungsarbeiten stand die Entwicklung eines monovalenten Erdgastriebwerkes im Vordergrund, jedoch unter der Berücksichtigung von möglichst wenigen Änderungen am vorhandenen Benzinmotor (Stückzahlproblematik).



**Bild 4.14** Einfluss der Öffnungszeiten der Auslassventile auf den Drehmomentverlauf im Erdgasbetrieb bei Abgasturboaufladung (GT-Power – Motorprozesssimulation)

Im mittleren Drehzahlbereich hat man im Erdgasbetrieb aufgrund der hohen Klopfestigkeit des Brennstoffes die Möglichkeit die Verbrennungsschwerpunktlage frei zu wählen. Somit besteht die Möglichkeit durch Spätverstellung des Zündzeitpunktes und große Ventilüberschneidungen eine hohe Abgasenthalpie zu erzeugen und dadurch über den Abgasturbolader einen hohen Ladedruck zur Verfügung zu stellen. Eine derart abgestimmte, dieselähnliche Drehmomentcharakteristik ist im **Bild 7.7** (Kapitel 7, S. 265) dargestellt, wobei angemerkt werden muss, dass man bei der Serienauslegung meist eine Gleichstellung der Drehmomentkurven für Gas- und Benzinbetrieb anstrebt.

Im Bereich der Nennleistung tritt im Erdgasbetrieb das Problem auf, dass trotz optimaler Verbrennungsschwerpunktlagen die Temperaturgrenze für die Abgasturbine erreicht wird. Ursächlich hierfür ist das, bereits erwähnte langsame Ausbrennen von Erdgas. Im Benzinbetrieb wird bei Erreichen der Grenztemperatur des Abgases angefettet, was bei Gas aufgrund der fehlenden Verdampfungsenthalpie nur geringfügige Vorteile bringt. Hier hilft einerseits die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zur Leistungserhöhung. Der Betrieb mit Luftüberschuss ist andererseits ebenfalls möglich. Hiermit erreicht man eine Absenkung der kritischen Abgastemperaturen und es ist möglich, die Leistungskennwerte des Benzinbetriebes auch bei hohen Drehzahlen zu erreichen (**Bild 4.15**).



**Bild 4.15** Einfluss der Luftverhältnisvariation bei Nenndrehzahl ( $5000 \text{ min}^{-1}$ ) unter Einhaltung der maximal zulässigen Abgastemperatur von  $950^\circ\text{C}$  vor Turbine bei einem abgasturboaufgeladenen CNG-Motor [122]

Der Magerbetrieb wird jedoch aus Gründen der Haltbarkeit der verwendeten konventionellen 3-Wege-Abgaskatalysatoren meist abgelehnt, da irreversible, beschleunigte Alterungsprozesse beobachtet wurden, deren Ursache noch nicht geklärt ist.

**Tabelle 8** Entwicklungsbausteine und deren Auswirkung bei der Auslegung aufgeladener Erdgasmotoren

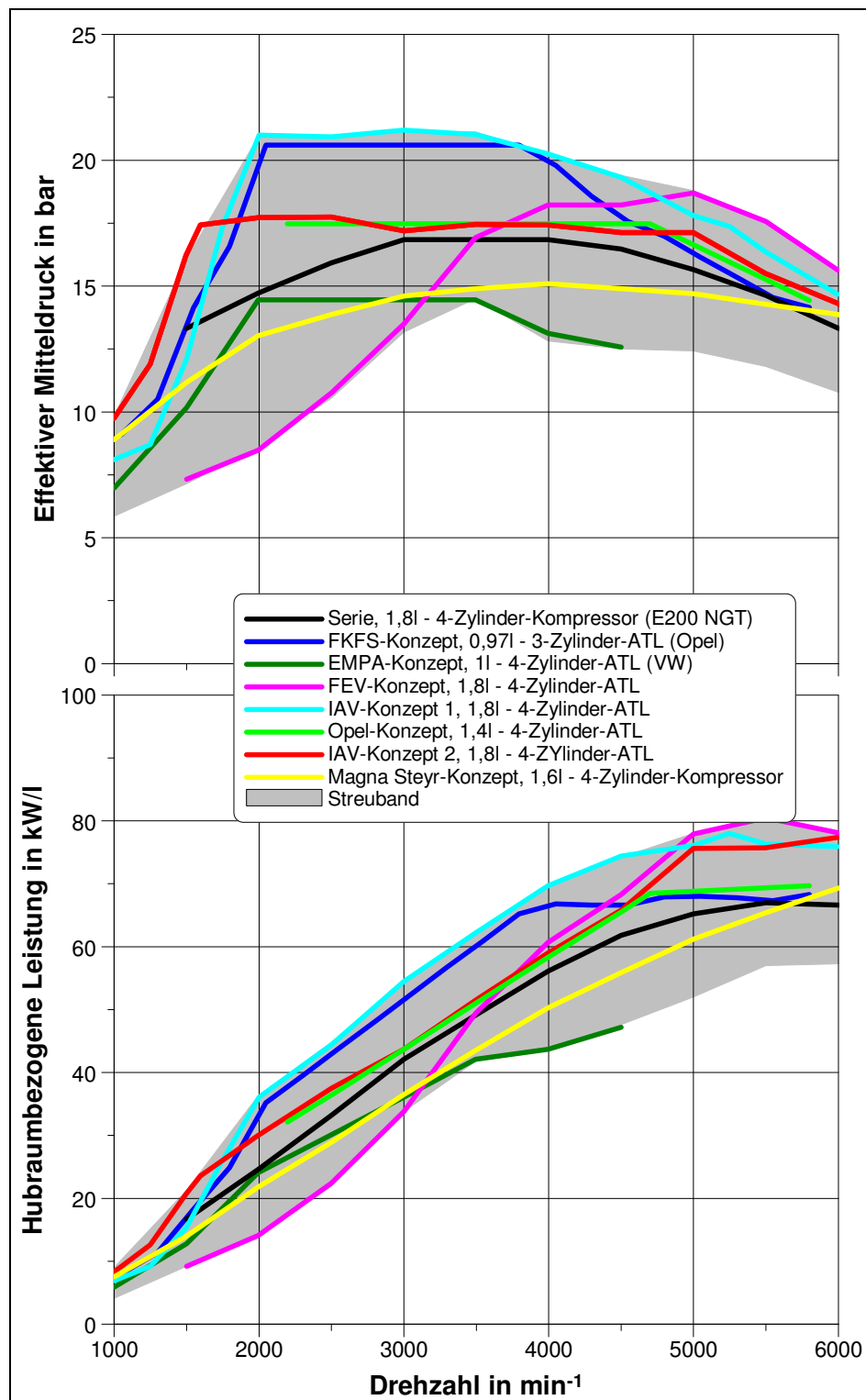
	Verdichtungs- erhöhung	Steuerzeiten (variabel)	Auflade- aggregat*		ZZP (Verschiebung der Verbrennungsschwer- punktlage)	Mager- betrieb $\lambda > 1$	Fettbetrieb $\lambda < 1$	Ladungs- bewegungs- erhöhung
			kleiner	größer				
<b>Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen</b>	+	++	++	--	+	-	-	0
<b>Drehmoment bei mittleren Drehzahlen</b>	+	+	0	0	++	0	0	0
<b>Nennleistung</b>	++	0	--	++	0	+	+	0
<b>Teillast- wirkungsgrad</b>	+	+	-	+	0	+	-	+

\* globale Betrachtung im Vergleich zur Benzinaufladegruppe, abhängig vom Konzept (Leistung, oder Drehmomentauslegung) muss eher die Turbine oder der Verdichter angepasst werden

In der **Tabelle 8** sind die Auswirkungen verschiedener Maßnahmen zur Auslegung eines aufgeladenen Erdgasmotors noch einmal zusammengefasst und entsprechend positiv (+) oder negativ (-) bewertet. Diese Tabelle soll nur einen Einblick hinsichtlich der prinzipiellen Möglichkeiten zur Abstimmung eines aufgeladenen Erdgasmotors geben.

Im Serienentwicklungsprozess sind die Möglichkeiten zur Auswahl eines Abgasturboladers wesentlich differenzierter, als hier in einer einfachen Skalierung zum Ausdruck gebracht wird. In der Regel erfolgt in Verbindung mit dem Hersteller des Aufladeaggregates eine zielgerichtete Auswahl von Turbine und Verdichter, sodass eine einfache Skalierung in Richtung größer oder kleiner nicht mehr möglich ist. Hier sei aber auf die weiterführende Literatur zur allgemeinen Auslegung von aufgeladenen Verbrennungsmotoren verwiesen. Trotz des nicht zu unterschätzenden Aufwandes zur Auslegung eines erdgasbetriebenen Fahrzeugmotors mit Aufladesystemen, ist es zurzeit nur mit dieser Technologie möglich, den Kraftstoffverbrauch und die Fahrleistung des Erdgasmotors konkurrenzfähig zu gestalten.

Im **Bild 4.16** sind eine Reihe ausgeführter Erdgasmotoren mit Aufladung zusammengefasst, die auch eine gewisse Streubreite hinsichtlich der Auslegung als Leistungskonzept oder als Motor mit hohem Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen zeigen.

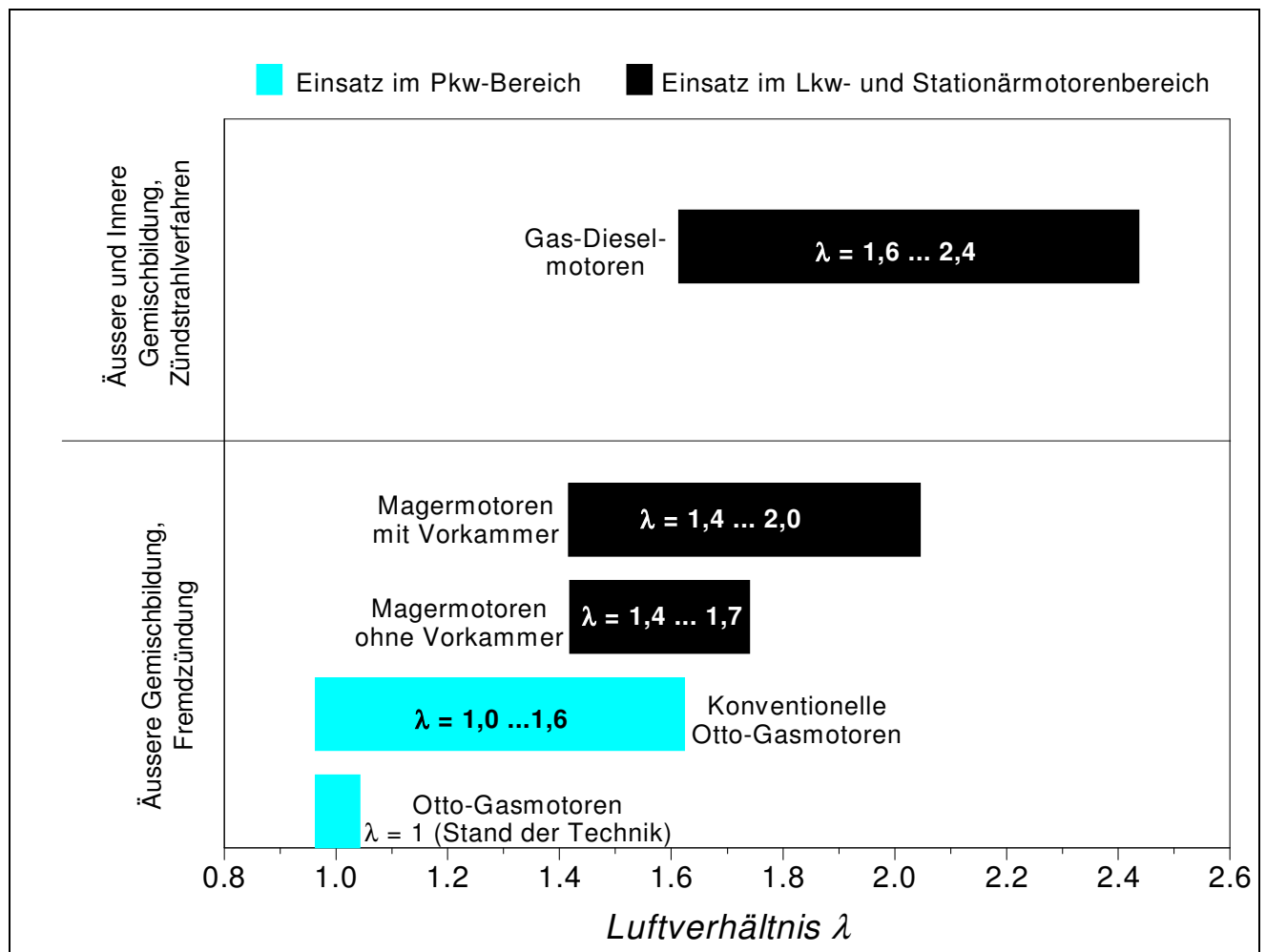


**Bild 4.16** Streuband ausgeführter CNG-Motoren mit unterschiedlicher Auslegung der Aufladung



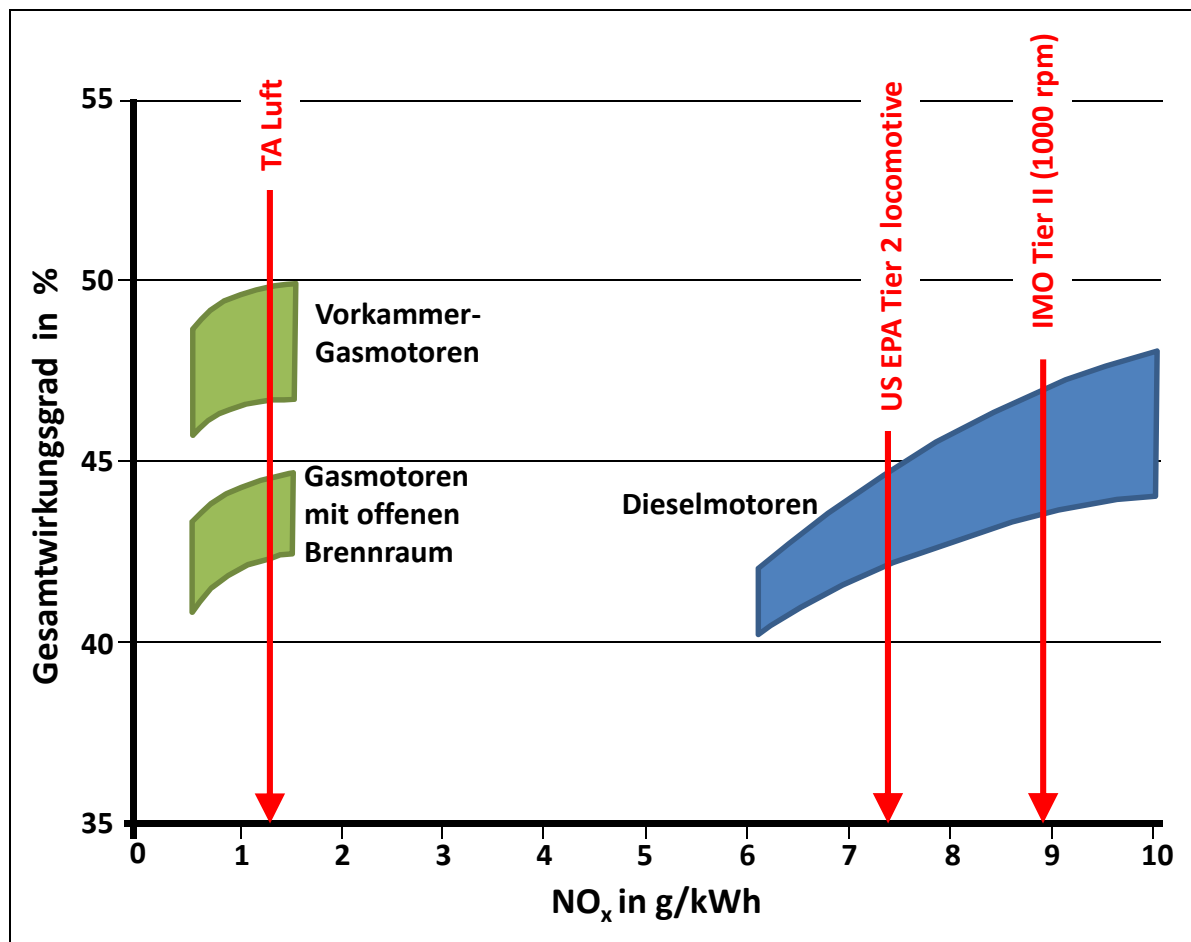
#### 4.4 Verbrennung von Erdgas im Motor mit überstöchiometrischen Luftverhältnissen

Auf dem Gebiet der stationären Großgasmotoren sind überstöchiometrische Erdgasbrennverfahren seit Jahrzehnten Stand der Technik (**Bild 4.17**). Der Grund für diese Betriebsweise ist, dass bei der Verbrennung mit Luftüberschuss ein sehr guter Wirkungsgrad erzielt werden kann. Im Bereich der Kraftfahrzeuge ist der überstöchiometrische Betrieb bei gasförmigen Kraftstoffen seit Verschärfung der Abgasemissionsgrenzwerte anfangs der 90iger Jahre des letzten Jahrhundert und der damit verbundenen Einführung der 3-Wege-Katalysatoren nicht mehr anzutreffen.



**Bild 4.17** Betriebsbereiche von Gasmotoren nach [123]

Für die Vergrößerung der Reichweite von Fahrzeugen mit Erdgasbetrieb werden überstöchiometrische Erdgasbrennverfahren auch für Fahrzeugmotoren notwendig. Dabei ist es erforderlich, einen stabilen Magerbetrieb mit gutem Wirkungsgrad und niedrigen Stickoxidemissionen zu verbinden. Sollte eine  $\text{NO}_x$ -Nachbehandlung, ob nun kontinuierlich oder mittels Speicherkatalysatoren notwendig werden, dann ist ein Magerkonzept für den Gasbetrieb sehr aufwändig und kostenintensiv. Hier bleibt abzuwarten, wie sich die Situation hinsichtlich Ausrüstung der Fahrzeuge mit Denox-Systemen bei der Einführung der Abgasgrenzwerte Euro V und VI in den kommenden Jahren unter dem Gesichtspunkt von mager betriebenen DI-Benzinmotoren verändert.



**Bild 4.18** Wirkungsgrade moderner schnell- und mittelschnelllaufender Großgas- und Dieselmotoren nach [138]

Verfahren, die bei stationären Großmotoren üblich sind, können nicht in den Fahrzeugbereich übertragen werden. Insbesondere die Anforderungen an das Instationärverhalten, aber auch die Abgasgesetzgebung unterscheiden sich grundlegend. Darüber hinaus sind Zündstrahlverfahren

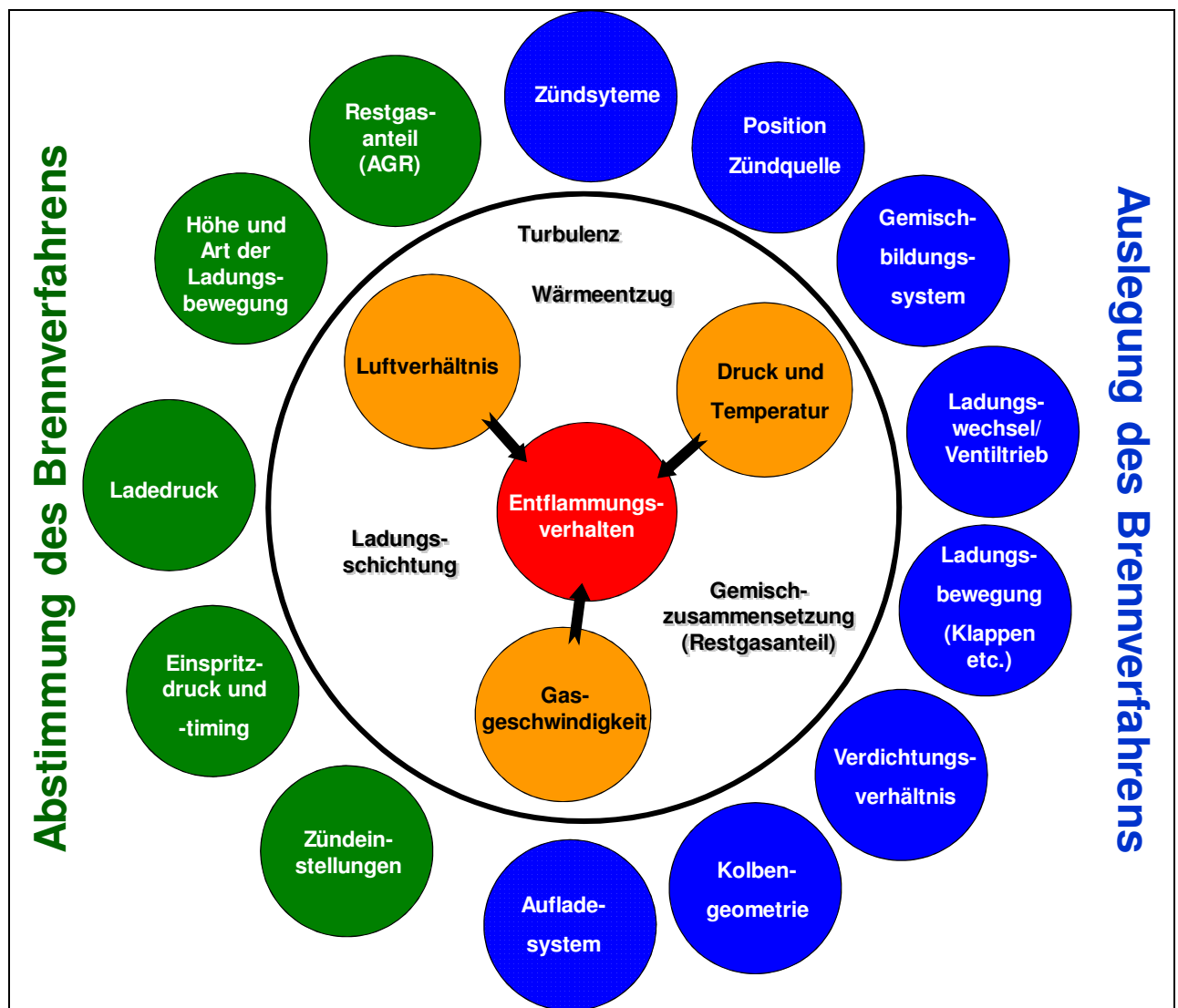
nicht zielführend, da die Basistriebwerke aus Gründen der Kosten und Drehzahlfestigkeit im Fahrzeugbereich zurzeit noch ausschließlich Ottomotoren sind. Hier bleibt abzuwarten, inwieweit es möglich ist zukünftig einen „Einheits-Grundmotor“ für Diesel- und Ottomotoren kostengünstig zu produzieren. Die Notwendigkeit einen Zündkraftstoff mitzuführen, ist ebenfalls abzulehnen, schon allein aus Gründen der Betankung (Notwendigkeit an zwei Säulen zu tanken). Auf der anderen Seite kann aus den stationär mager betriebenen Motoren schon abgeleitet werden, welche Maßnahmen zur Erzielung eines möglichst hohen Wirkungsgrades bei niedrigen Emissionen zielführend sind. So erreichen gasbetriebene Motoren mit Vorkammern, in denen das Gemisch gezündet wird, die höchsten Wirkungsgrade bei gleichzeitig sehr niedrigen Stickoxidemissionen, wie **Bild 4.18** zeigt. Eine Übertragung auf die Motoren in Kraftfahrzeugen erscheint aber aufwändig und schwierig.

Somit bleiben für die Entwicklung eines Erdgasbrennverfahrens mit überstöchiometrischen Gemischen für Fahrzeugmotoren nur wenige Möglichkeiten übrig. Der Erweiterung der Magerlaufgrenze bei homogenen Brenngemischen sind enge Grenzen gesetzt. Der Ladungsschichtung durch Direkteinblasung des Kraftstoffes stehen der notwendige hohe Druck und die damit verbundene Reichweitenproblematik (Abschnitt 4.1) entgegen. Daraus folgt, dass es nur durch die Schaffung von Zonen mit niedrigem Zündspannungsbedarf zum Zeitpunkt der Entflammung möglich ist, die Grenzen für den Magerbetrieb zu erweitern, um somit die Wirtschaftlichkeit von Fahrzeugerdgasmotoren zu verbessern. Das ist das Ziel der folgenden Untersuchungen (Kapitel 5 und 6).

## 5. Brennverfahren für einen überstöchiometrisch betriebenen Pkw-Erdgasmotor

Ziel bei der Entwicklung eines für den Erdgasantrieb optimierten Motors ist es, dass sämtliche relevanten Kriterien bezüglich Leistung, Kraftstoffverbrauch, Reichweite und Emission den Anforderungen an einen zukünftigen Pkw-Antrieb gerecht werden. In erster Linie sind hier Maßnahmen der Leistungssteigerung, sowie Maßnahmen zur Wirkungsgradverbesserung zu sehen. Aufgrund des noch relativ dünnen Erdgastankstellennetzes werden monovalente Erdgasfahrzeuge auf einen Notbetrieb des Fahrzeuges mit Benzin nicht verzichten können. Trotzdem erfolgt die Auslegung des Verfahrens für den Erdgasbetrieb, ohne auf Wirkungsgradeinbußen im Benzinnotbetrieb Rücksicht zu nehmen.

Im Mittelpunkt der Entwicklung steht neben einem möglichst hohen, für den Fahrzeugantrieb günstigen Volllast-Drehmomentverhalten ein wirkungsgradoptimiertes Teillastverhalten des Motors. Hierdurch soll die CO<sub>2</sub>-Reduktion über das durch die Kraftstoffeigenschaften vorhandene Potenzial noch einmal deutlich gesteigert werden. Dazu soll die aus Vorversuchen [108] bekannte, sehr gute Magerlauffähigkeit von Erdgas genutzt werden. Auf eine Ladungsschichtung wird dabei bewusst verzichtet, da diese aufgrund des gasförmigen Kraftstoffes schwierig zu steuern ist. Die Magerlaufgrenze sollte bei dem gewählten Verfahren möglichst hoch liegen ( $\lambda > 1,5$ ), um zum einen den überstöchiometrischen Motorbetrieb mit hohem Wirkungsgrad auch im Instationärbetrieb umsetzen zu können und zum anderen um die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen möglichst niedrig zu halten. Dabei ist das Entflammungsverhalten im Bereich der Laufruhegrenze so zu gestalten, dass auch unter ungünstigen Bedingungen eine Verbrennung des mageren Gemisches möglich ist. Die Einflussfaktoren hinsichtlich der Entflammung eines Erdgas-Luftgemisches unterscheiden sich nicht wesentlich von denen konventionell betriebener Benzin-Ottomotoren. Jedoch ist es notwendig alle Parameter (**Bild 5.1**) auf eine sichere Entflammung und Verbrennung aller Bestandteile des Erdgas-Luftgemisches spezifisch abzustimmen.



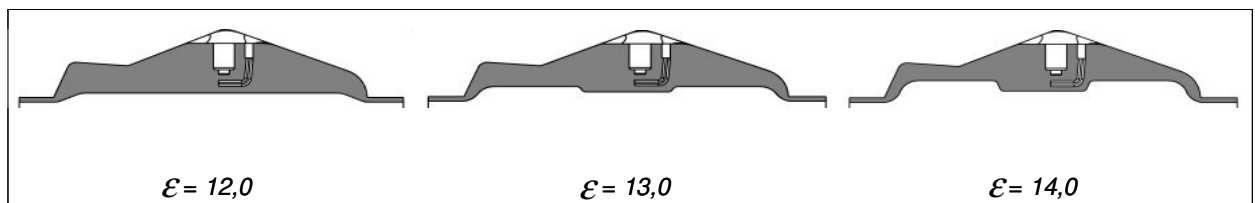
**Bild 5.1** Einflussgrößen auf die Stabilität der Entflammung bei Betrieb eines Erdgasmotors mit überstöchiometrischen Gemischen

Zur Erreichung der formulierten Ziele wurden die nachstehenden Maßnahmen an einem 2,0l Vierzylinder-4-Ventil-Ottomotor (Basismotor mit Benzindirekteinspritzung, Erdgas als Saugrohrreinblasung) für den Erdgasbetrieb variiert und optimiert:

- Einfluss des Verdichtungsverhältnis
- Optimierung der Ladungsbewegung (Tumble, Drall, Turbulenz)
- Untersuchungen zum Zündsystem (Ermittlung der notwendigen Zündenergie und des optimalen Zündzeitpunktes)

### 5.1 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Um die aus dem geringeren Gemischheizwert bei der äußeren Gemischbildung von Erdgas resultierenden Leistungsdefizite zu minimieren, bietet sich im ersten Schritt vor allem die Erhöhung des Hochdruckwirkungsgrades durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses an. Im Vergleich zur Aufladung stellt diese Maßnahme einen wesentlich geringeren Aufwand dar. Ausgehend von dem serienmäßigen Kolben mit einer Basisverdichtung von  $\varepsilon = 10,5$  erfolgte eine schrittweise Erhöhung der Verdichtung über die Veränderung der Kolbengeometrie bis zu  $\varepsilon = 14,0$  (**Bild 5.2**).

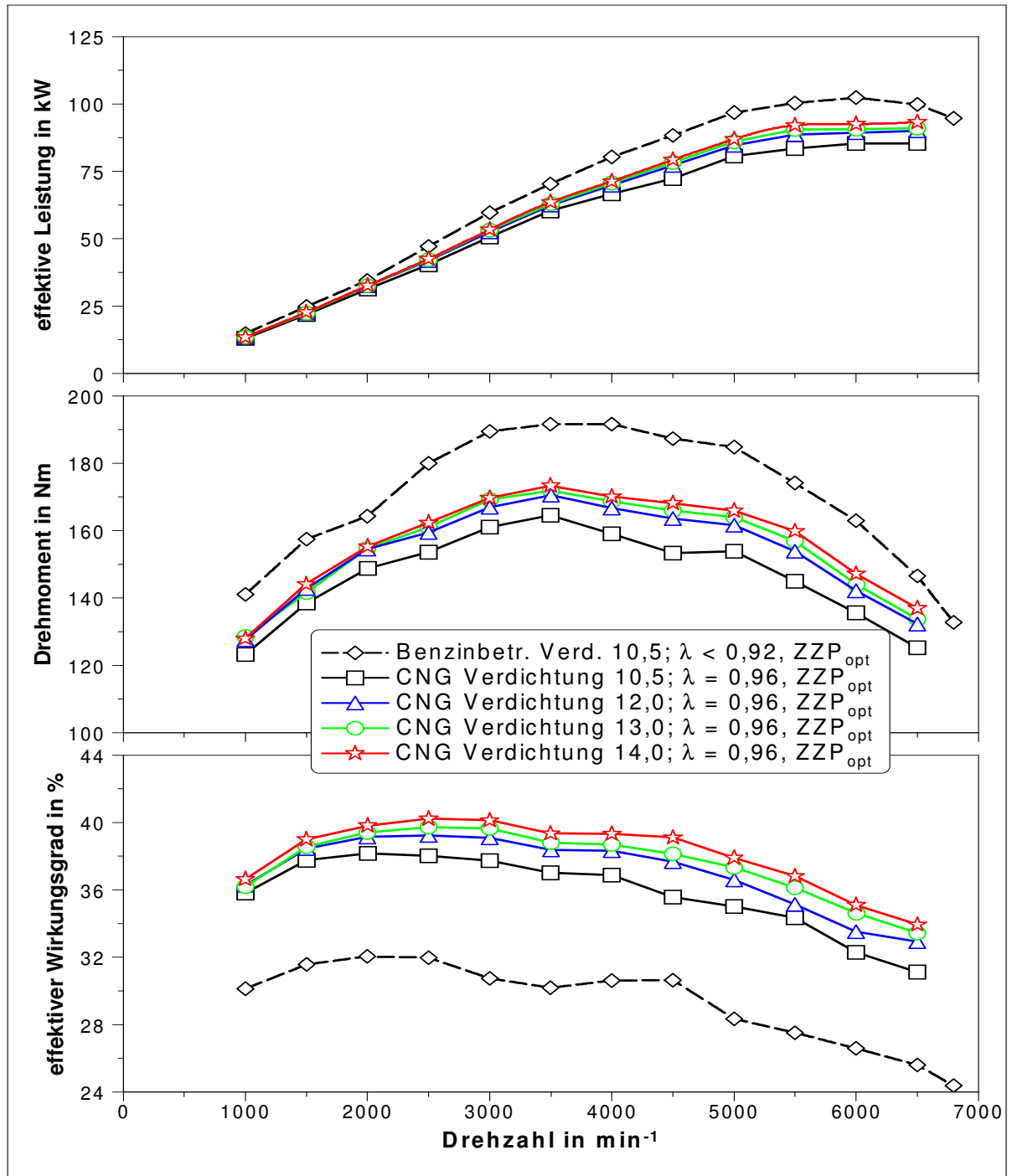


**Bild 5.2** Schematische Darstellungen der Brennräume des Erdgasmotors bei Verdichtungs-  
erhöhung (Schnitt in der Brennraummitte) [118]

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die erzielbaren Volllastkennwerte ist im **Bild 5.3** dargestellt. Der Nachteil des gegenüber Benzin geringeren Gemischheizwertes und der daraus resultierenden geringeren Füllung kann zwar nicht vollständig ausgeglichen werden. Jedoch ist im Erdgasbetrieb, ausgehend von der Basisverdichtung, eine Verbesserung von ca. 9% in den Leistungswerten möglich. Durch Aufladung bzw. Direkteinblasung kann die Leistung noch gesteigert werden, da beide Maßnahmen zur Erhöhung des Liefergrades führen, wobei das wesentlich höhere Potenzial die Aufladung besitzt. [118]

Ein Vorteil des Erdgasmotors ist, dass aufgrund der Klopffestigkeit der Brenngase auch an der Volllast eine wirkungsgradoptimale Einstellung des Verbrennungsluftverhältnisses und des Zündzeitpunktes möglich ist. So wurden alle Messungen an der Volllast mit einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda = 0,96$  (maximale laminare Brenngeschwindigkeit [123]) und leistungsoptimalem Zündzeitpunkt durchgeführt, was zu den ebenfalls im **Bild 5.3** erkennbaren deutlichen Wirkungsgradvorteilen des Erdgasmotors führt. Eine Anfettung, wie sie beim Benzinbetrieb zur Senkung der Temperaturen im Brennraum (Klopffneigung) und daraus folgend der Abgastemperaturen (frühere Verbrennungsschwerpunktlage) durchgeführt wird, ist beim Erdgasbetrieb nicht wirkungsvoll, da nur eine geringfügige Abgastemperaturabsenkung durch

ein fettes Gemisch möglich ist. Außerdem ist das Abgastemperaturniveau durch die mögliche wirkungsgradoptimale Zündzeitpunkteinstellung ohnehin geringer als im Benzinbetrieb (siehe auch [139]). [118]

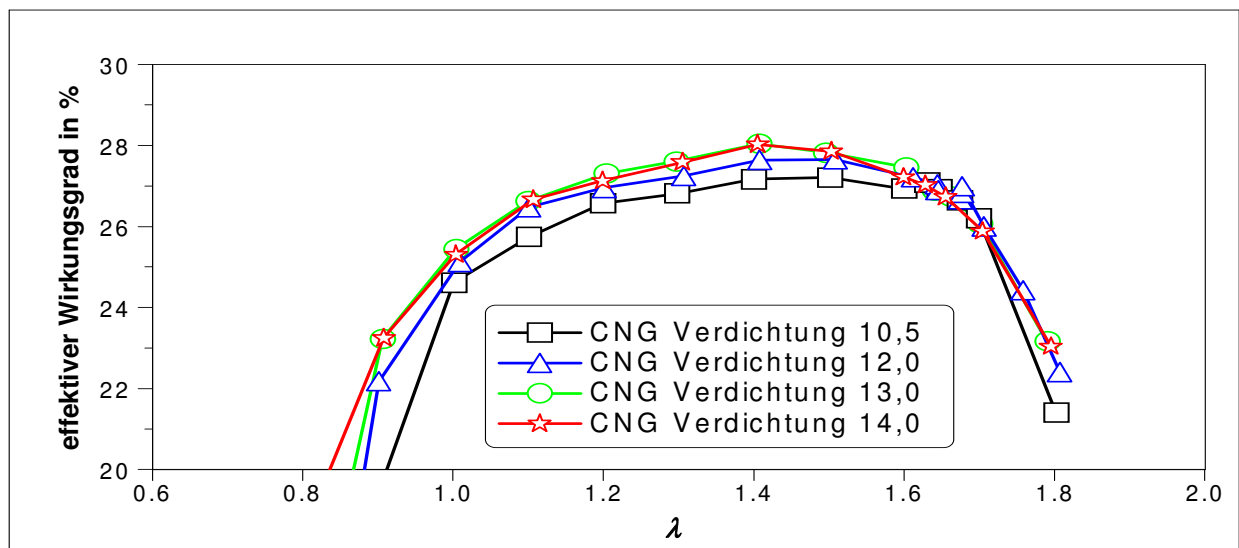


**Bild 5.3** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Volllastergebnisse im CNG-Betrieb im Vergleich zum Benzinbetrieb[118]



Alle nachfolgenden Untersuchungen wurden mit einem Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 13,0$  durchgeführt, da der Wirkungsgrad an der Volllast mit einer höheren Verdichtung nur noch geringfügig und in der Teillast (**Bild 5.4**) nicht mehr gesteigert werden kann. [118]

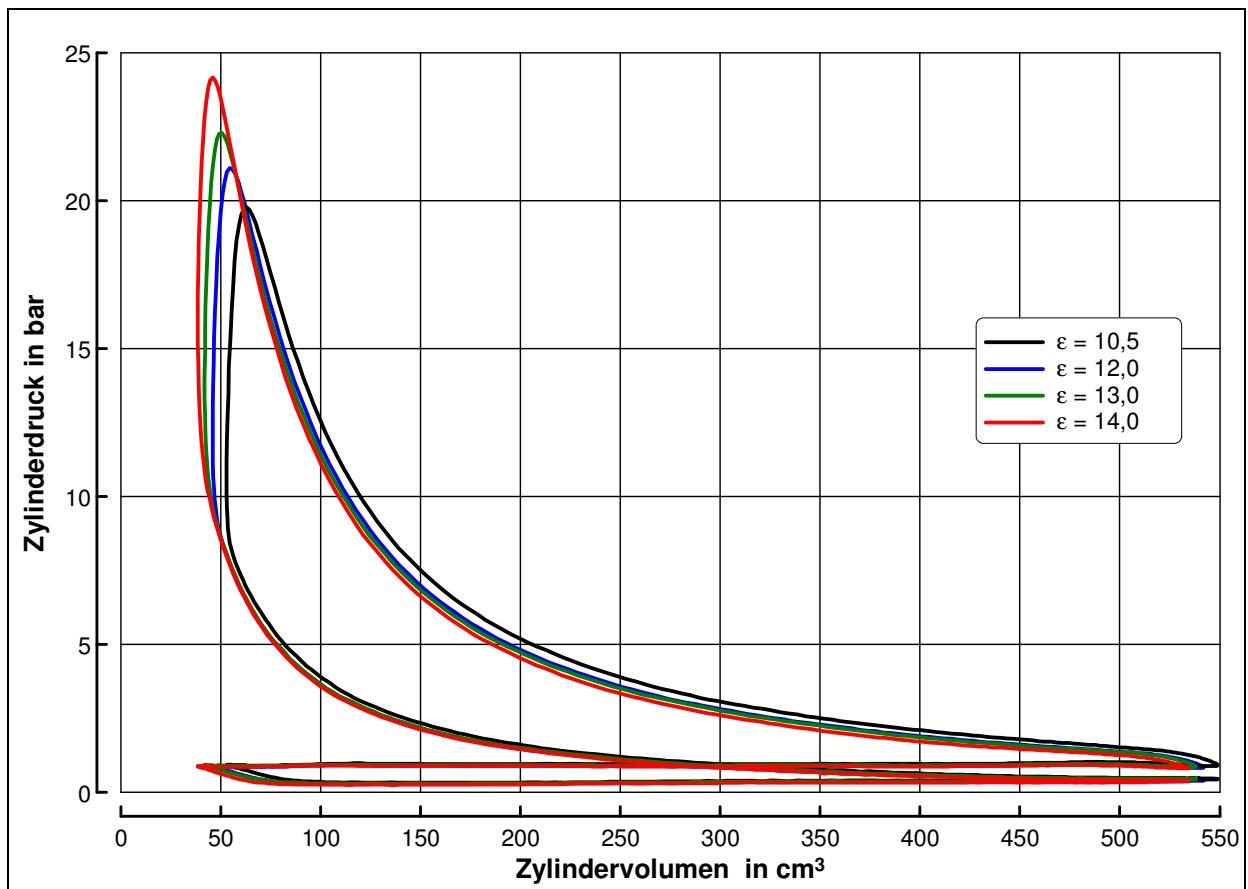
Eine detaillierte thermodynamische Analyse zeigte die Ursachen für die geringe Wirkungsgradsteigerung in der Teillast auf. So ist im p,V-Diagramm deutlich zu erkennen, dass die höhere Verdichtung Vorteile in der Kompressionsphase mit sich bringt, andererseits aber Nachteile im Bereich der Expansion auftreten (**Bild 5.5**).



**Bild 5.4** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Wirkungsgrad bei Teillast (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]

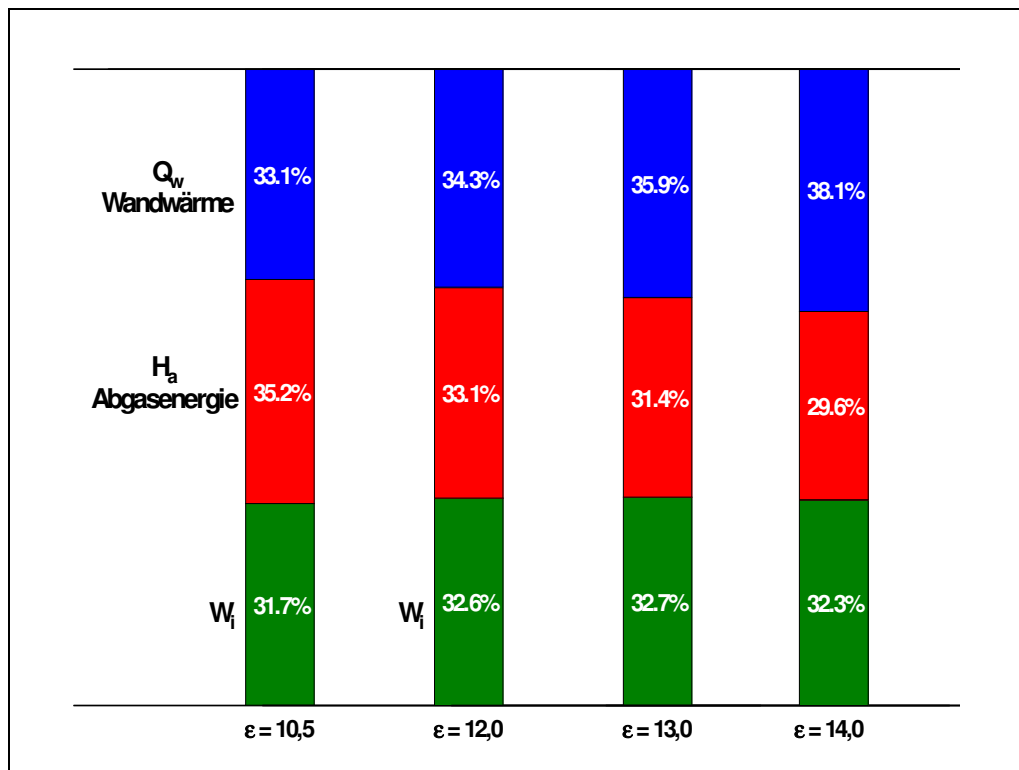
So wird in der Expansionsphase ein Großteil der Vorteile der höheren Verdichtung in Form höherer Wandwärmeverluste an die brennraumbegrenzenden Bauteile abgegeben, wie die Aufteilung in Wandwärme, Abgasenergie und innere Energie im **Bild 5.6** zeigt. Vorteilhaft hinsichtlich der Verdichtungserhöhung sind der „kompaktere“ Brennverlauf und das frühere Verbrennungsende, was sich im geringeren Wert für die Abgasenergie zeigt.

Im Hinblick auf das zu entwickelnde Magerbrennverfahren war zu untersuchen, ob ein noch höheres Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon > 13$ ) Vorteile bezüglich der Verfahrensstabilität aufgrund der höheren Prozessanfangstemperaturen bietet. Hierbei ging es weniger um eine Wirkungsgradsteigerung, sondern um eine Stabilisierung der Verbrennung im Bereich der Magerlaufgrenze zur Realisierung möglichst niedriger Stickoxidemissionen. Dies ist erwartungsgemäß der Fall, wie **Bild 5.7** zeigt.

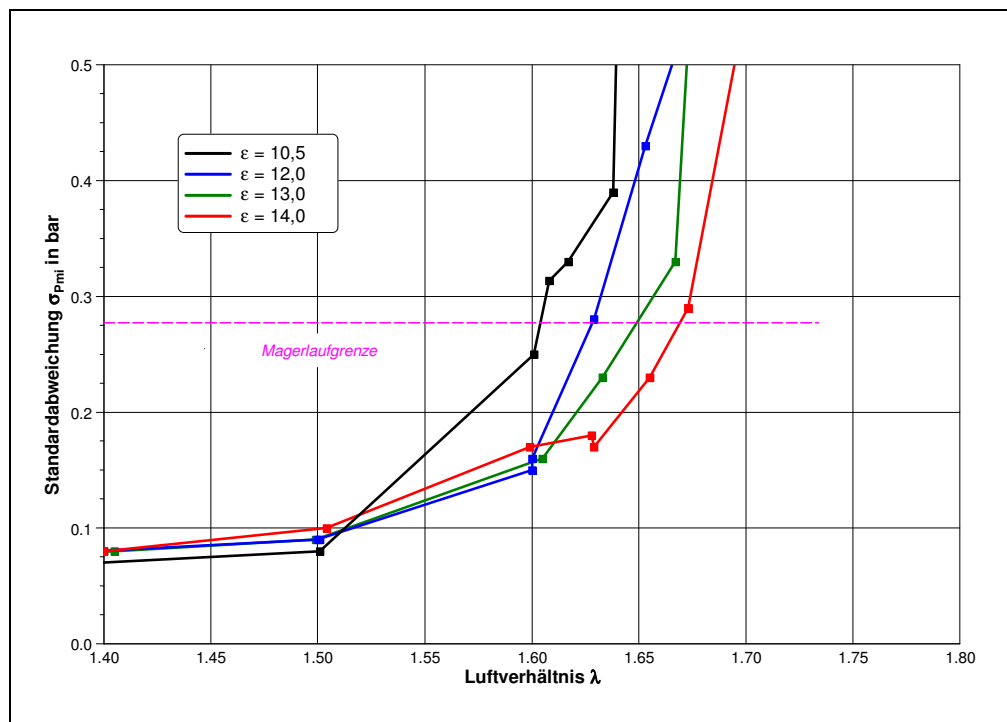


**Bild 5.5** *p,V-Diagramm bei Verdichtungsänderung im Erdgasbetrieb (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen)*

Die Erweiterung der Magerlaufgrenze ist aber relativ gering, und das schlagartige Zusammenbrechen der Verbrennung kann durch eine höhere Verdichtung nicht verhindert werden. Somit ist auch aus Gründen der Verfahrensstabilität eine höhere Verdichtung bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische nicht unbedingt gerechtfertigt. Bei sehr niedrigen Lasten, (diese sind für den europäischen Fahrzyklus in der Betrachtung des Kraftstoffverbrauches relevant), kann sich der verfahrenstabilisierende Effekt, der höheren Verdichtung noch stärker auswirken. Die Auslegung des Verdichtungsverhältnisses ist aber immer ein Kompromiss zwischen den Erfordernissen bei niedriger Last und den Anforderungen bei Volllast, so dass ein mittleres Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 13$  für die weitere Verfahrensentwicklung festgelegt wurde.



**Bild 5.6** Wandwärme, Abgasenergie, innere Energie als Ergebnis der Verlustteilung bei Verdichtungsänderung im Erdgasbetrieb (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , ZZP =  $8^\circ$  SWP-Lage n. OT)



**Bild 5.7** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Verfahrensstabilität im Magerbetrieb (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , ZZP = opt. hinsichtlich der sicheren Entflammung)

## 5.2 Einfluss der Ladungsbewegung auf die Stabilität des Brennverfahrens mit Erdgas

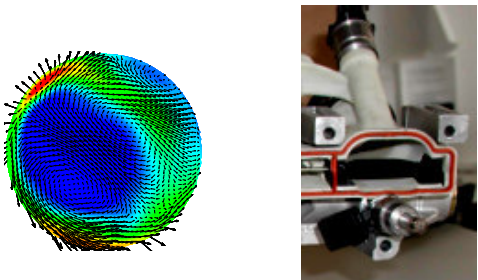
Zur Verbesserung der Magerlauffähigkeit spielt die Ladungsbewegung im Brennraum nach der erfolgten Entflammung des Gemisches eine wichtige Rolle. Bekannt ist, dass die Turbulenz und Ladungsbewegung im Brennraum aufgrund der geringen chemischen Reaktivität des Methans eine noch größere Rolle bezüglich der Brenngeschwindigkeit spielt, als dies bei Benzinmotoren der Fall ist [140].

Unterschieden werden muss zum einen der Einfluss globaler Ladungsbewegung auf die Stabilisierung der Verbrennung, welche in Form von detaillierten Strömungsfeldern sowie integrativen Kennzahlen sehr gut erfasst werden kann. Außer der „globalen“ Ladungsbewegung gibt es jedoch auch Möglichkeiten (**Bild 5.8**) zur Erzeugung turbulenter Ladungsbewegung im Brennraum. Beide Maßnahmen wurden untersucht und bezüglich der Stabilisierung des Brennverfahrens im überstöchiometrischen Betrieb charakterisiert. Die für die erste Entflammungsphase wichtigen „Mikroturbulenzen“, die durch die unmittelbare Bewegung der Kraftstoff-Luftmoleküle entstehen, sind mit heutigen Methoden der Messtechnik schwer zu erfassen und können meist nur durch Veränderungen im Brennverhalten detektiert werden. Ein Maß für die Ausprägung dieser Turbulenzintensität ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit während der sogenannten Zerklüftungsphase. Diese kann zum einen über die Verkürzung der Entflammungsphase bei der klassischen Analyse des Zylinderdruckverlaufes ermittelt werden. Als optische Methode zur Messung im Brennraum bieten sich Beobachtungen mit Hochgeschwindigkeitskameras an, wobei hier erwähnt werden muss, dass die ottomotorische Verbrennung für direkte bildgebende Verfahren ungeeignet ist. Beim Dieselmotor kann relativ einfach das Selbstleuchten der rußenden Verbrennung aufgezeigt werden und somit auch die „Flamme“ beobachtet werden. Beim Ottomotor hingegen sind wesentliche Phasen der Verbrennung (Entflammungs- und Zerklüftungsphase) weitgehend nicht sichtbar, sodass man sich hier in der Regel auf die Aufzeichnung typischer Zerfallsprodukte der Verbrennung konzentriert (z.B. OH-Radikale). Da solche optischen Messungen sehr aufwändig sind, wird in erster Linie die Wirksamkeit einer Strömungsmaßnahme zur Erzeugung von Mikroturbulenzen anhand des Zylinderdruckverlaufes in der Entflammungsphase beurteilt.

# Ladungsbewegung

## Globale Ladungsbewegung (Drall und Tumble)

- Tumblesystem
- Ventilabschaltung (bei einem 4-Ventilmotor)



## Ladungsintensität (Turbulenz)

- Trans-Valve-Injection
- Turbulenzkanäle
- Strömungsabrisskanten etc.

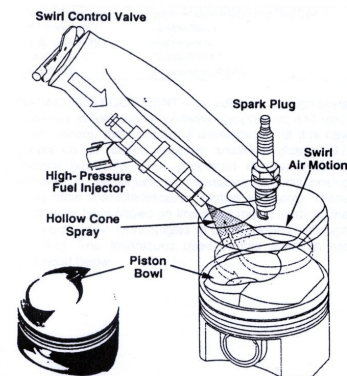
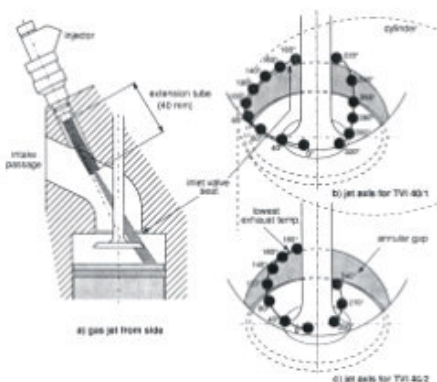
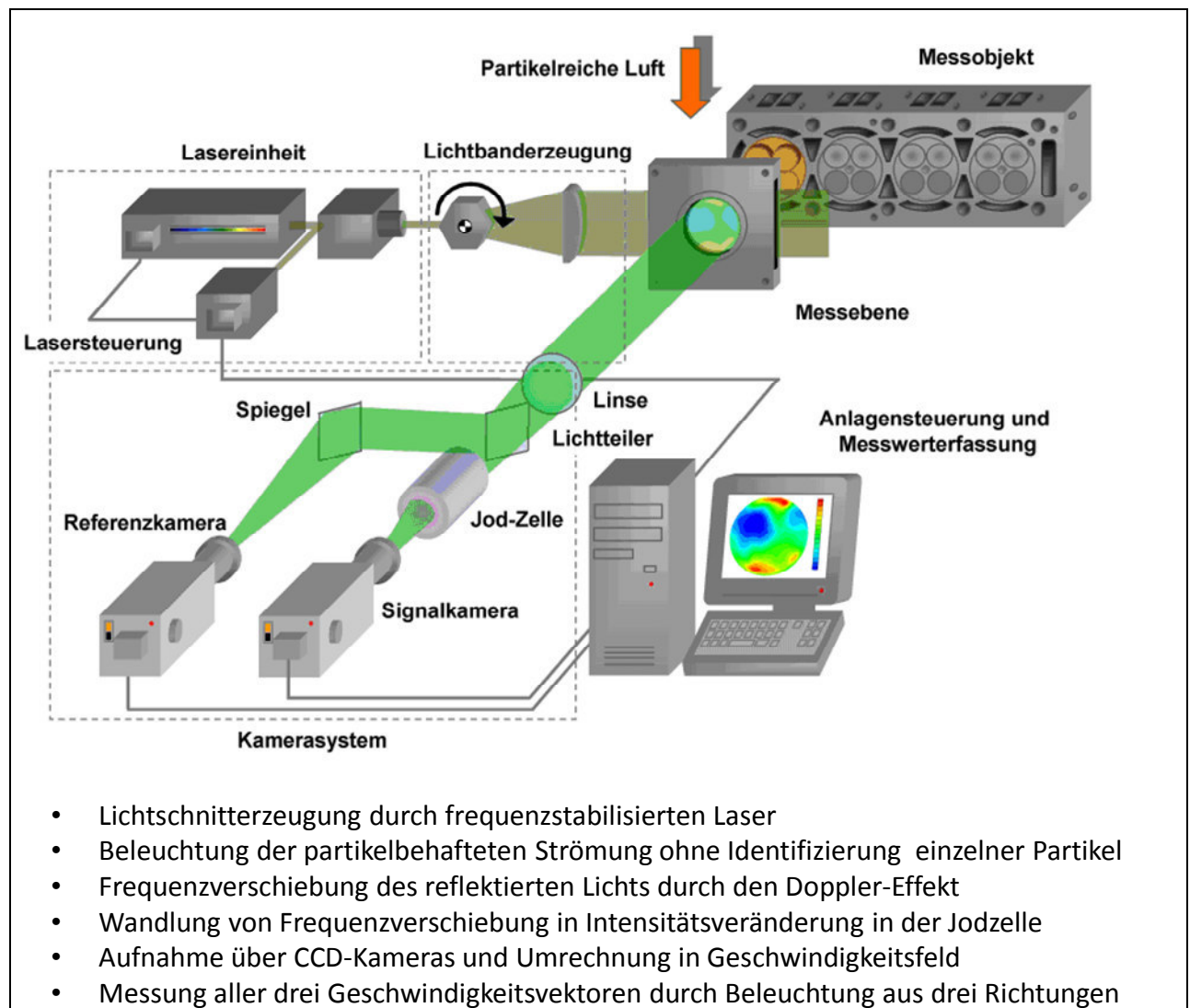


Figure 1. Combustion Chamber Configuration and Layout of Peripheral Components of Prototype Nissan Direct Injection Gasoline Engine

Bild 5.8 Ausgewählte Beispiele für die Erzeugung von Ladungsbewegung [140], [141], [142]

### 5.2.1 Messung der Zylinderinnenströmung mittels Doppler Global Velocimetry

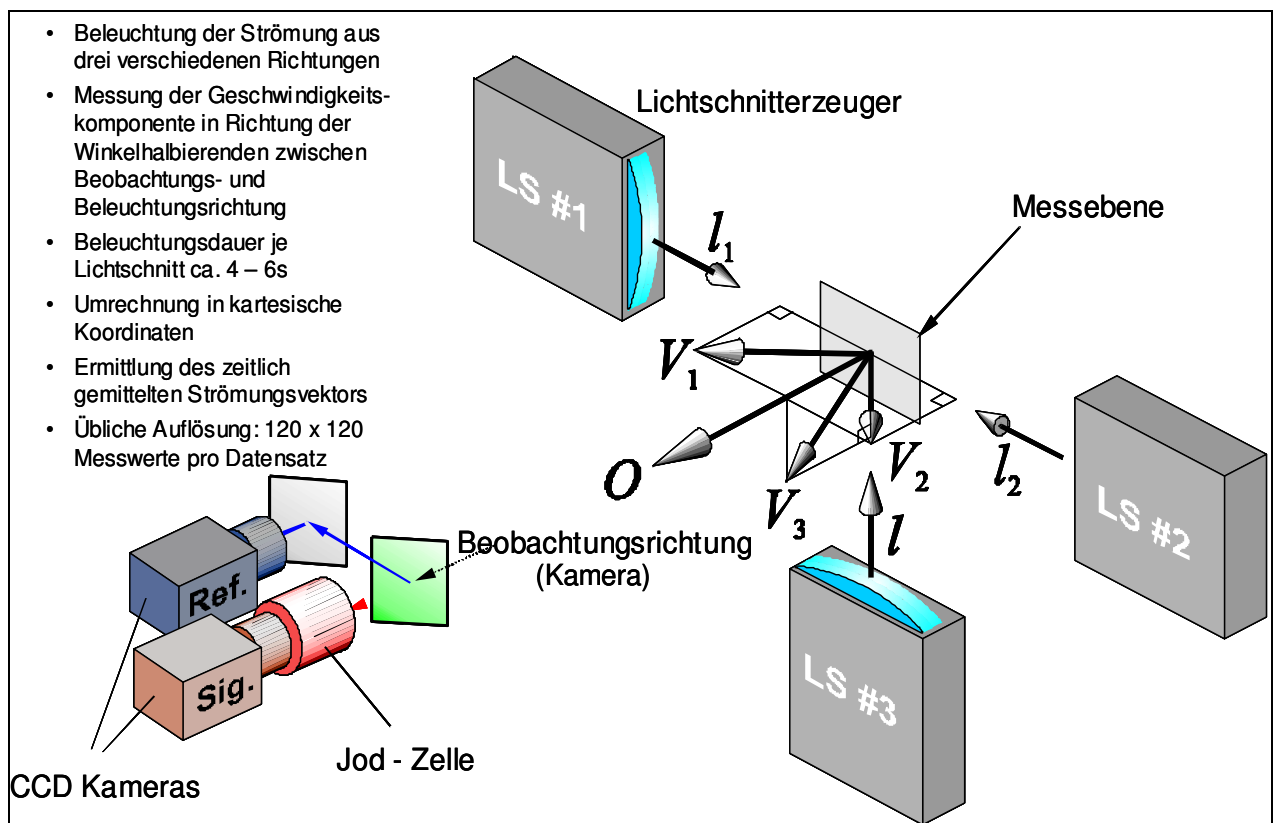
Zur Optimierung der globalen Ladungsbewegung wurden umfangreiche Untersuchungen am stationären Strömungsprüfstand mit Hilfe der lasergestützten Doppler Global Velocimetry (DGV) durchgeführt. Dieses Instrument erlaubt neben der Berechnung der gebräuchlichen integralen Strömungskennzahlen eine differenzierte Bewertung des Einströmvorganges indem durch schichtweise Messung einzelner Strömungsfelder bei verschiedenen Ventilhuben im Zylinder ein dreidimensionales Abbild der Ladungsbewegung erzeugt wird. Das Messprinzip beruht auf der Frequenzverschiebung des reflektierten Laserlichtes durch den Doppler-Effekt. Diese Frequenzverschiebung wird, wie in **Bild 5.9** dargestellt, in eine Intensitätsverschiebung umgewandelt und kann mittels CCD-Kameras messtechnisch erfasst werden.



**Bild 5.9** Messprinzip Doppler Global Velocimetry (DGV) nach [143]

Ein Vorteil bei diesem Messverfahren ist, dass die der Luft zugeführten Partikel (Seeding über entsprechende Generatoren – normalerweise durch die Zerstäubung von Äthanol) sehr klein sind, da sie nicht wie bei anderen bekannten Lasermessverfahren einzeln identifiziert werden müssen. Durch die Möglichkeit der Beleuchtung aus drei Richtungen (**Bild 5.10**) über entsprechende Lichtschnitterzeuger können die Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung gemessen werden [143].

Auf der Erfassung der vektoriellen Komponenten beruht ein wesentlicher Vorteil der DGV-Messtechnik. Anhand dieser Werte ist es möglich, bekannte integrale Strömungskennzahlen, wie die Drallzahl (DZ) oder die Tumblezahl (TZ) zu ermitteln, aber auch weitergehende Kennzahlen z.B. eine Volutentumblezahl (Tumble über Hub) oder eine Asymmetriekennzahl (Strömungsgüte für die gleichmäßige Einströmung bei Mehrventilmotoren) zu entwickeln. Damit ist neben subjektiven, qualitativen Aussagen zum ermittelten Strömungsfeld auch ein quantitativer Vergleich der verschiedenen Strömungsfelder möglich.



**Bild 5.10** Anordnung der Lichtschnitterzeuger zur Ermittlung eines dreidimensionalen Strömungsfeldes nach [143]



Die Berechnungsalgorithmen für die in dem nachfolgenden Abschnitt verwendeten Strömungskennzahlen sind den Gleichungen 5.1 und 5.2. zu entnehmen.

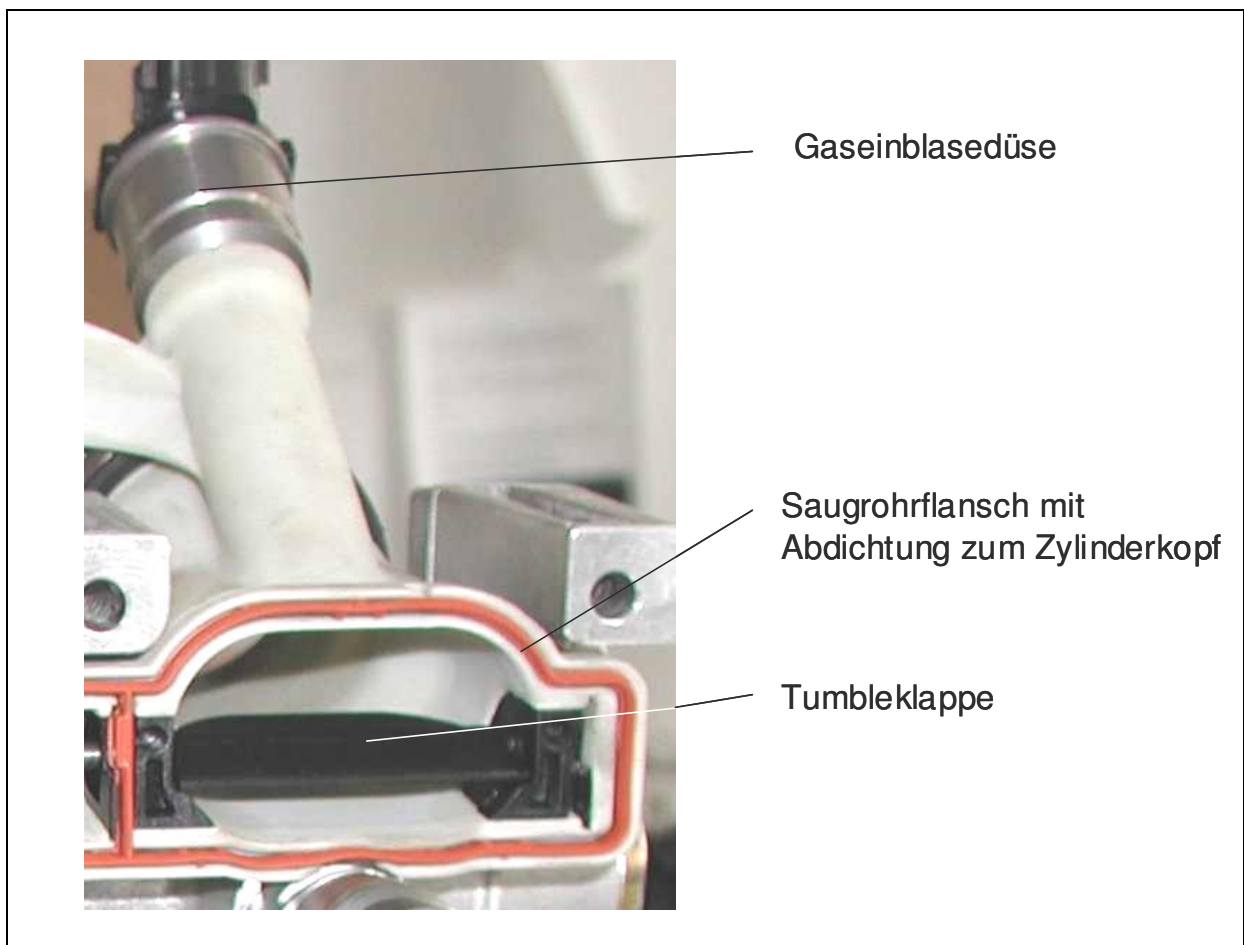
$$\text{Drallzahl} \quad DZ = \frac{M_z \cdot R_Z}{\dot{V}^2 \cdot \rho_n} \quad (5.1)$$

$$\text{Tumblezahl} \quad TZ = \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)} \cdot \frac{R_Z}{\dot{V}^2 \cdot \rho_n} \quad (5.2)$$

$M_x$	: Moment um die x-Achse	$\dot{V}$	: Volumenstrom
$M_y$	: Moment um die y-Achse	$\rho_n$	: Dichte unter Normbedingungen
$M_z$	: Moment um die z-Achse		
$R_Z$	: Zylinderradius		

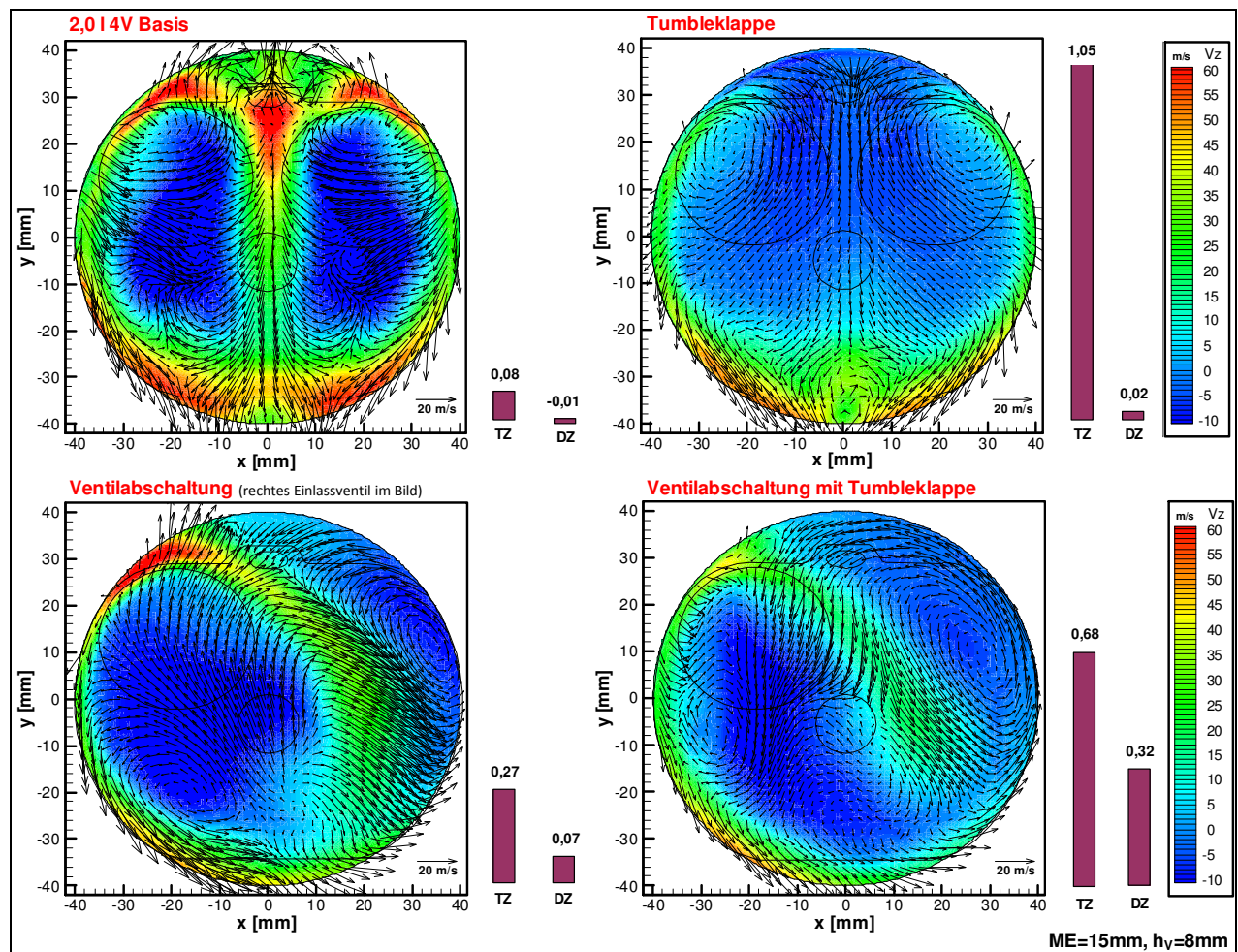
### 5.2.2 Einfluss der globalen Ladungsbewegung im Brennraum auf die Stabilität des Verbrennungsverfahrens

Der zur Untersuchung verwendete Verbrennungsmotor wurde so ausgerüstet, dass es möglich war, neben einer Tumbleströmung, erzeugt durch ein kontinuierlich verstellbares Klappensystem, auch eine Drallströmung über das Abschalten eines Einlassventiles zu erzeugen. Dazu wurde ein vorhandenes Tumblesystem in einen im Rapid Prototyping Verfahren hergestellten Saugrohrflansch integriert, der auch über eine Aufnahme für die Gaseinblasedüsen verfügte (**Bild 5.11**). Damit war es möglich, stufenlos den unteren Teil des Einlasskanals zu verschließen und die einströmende Luft mit hoher Strömungsgeschwindigkeit gezielt in den Zylinder über den oberen Teil des Einlasskanals einströmen zu lassen.



**Bild 5.11** Saugrohrflansch mit Aufnahme für die Gaseinblasedüse und die kontinuierlich verstellbare Tumbleklappe

Im **Bild 5.12** sind repräsentativ die Strömungsergebnisse mit den dazugehörigen integrativen Drall- und Tumblezahlen (DZ, TZ, Definition hierzu siehe 5.2.1) dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass ein aktiviertes Tumblesystem sowohl bei zwei geöffneten Einlassventilen als auch bei Abschaltung eines Einlassventils zu einer deutlichen Erhöhung der Ladungsbewegung führt. Weiterhin sind Aussagen über die Richtung der Strömung und die Geschwindigkeitsverteilung im Brennraum möglich, die für die Entflammung und Flammenausbreitung von großer Bedeutung sind. Mit dem Tumblesystem kann sowohl bei der Einströmung über zwei als auch über ein Einlassventil das Auftreten von Gebieten mit sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten (rote Bereiche im Bild 5.12) weitestgehend vermieden werden. In Verbindung mit den Messungen am Motorenprüfstand sind so detaillierte Aussagen möglich, welche Art von Ladungsbewegung die günstigsten Verbrennungsergebnisse im jeweiligen Betriebszustand liefert. [118]

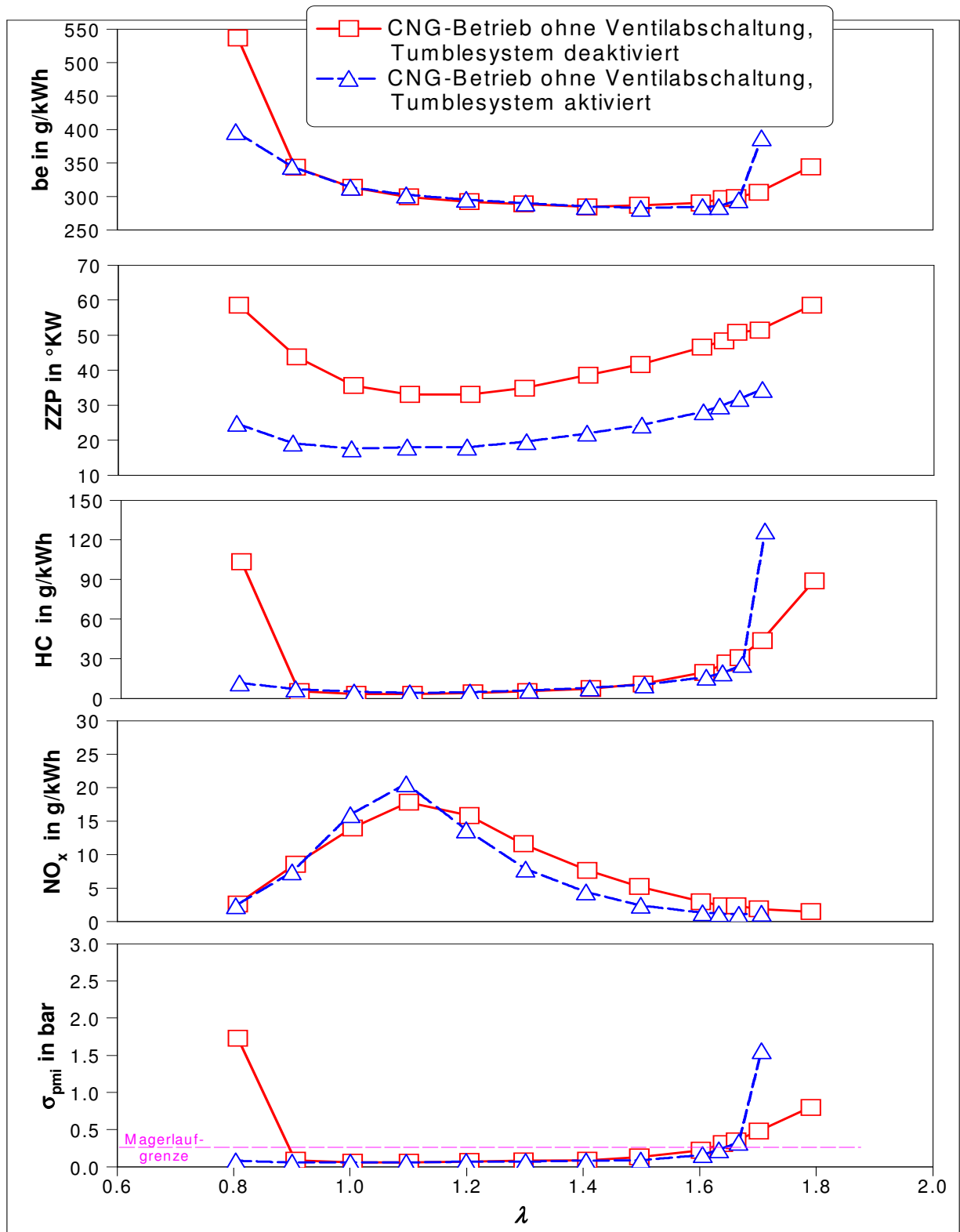


**Bild 5.12** Einfluss des Tumblesystems und der Ventilabschaltung auf die stationären Strömungsfelder und die integrativen Strömungskennzahlen (DGV-Messung bei einer Messebene ME von 15 mm unterhalb des Zylinderskopfes und einem Ventilhub  $h_v$  von 8 mm) [144]

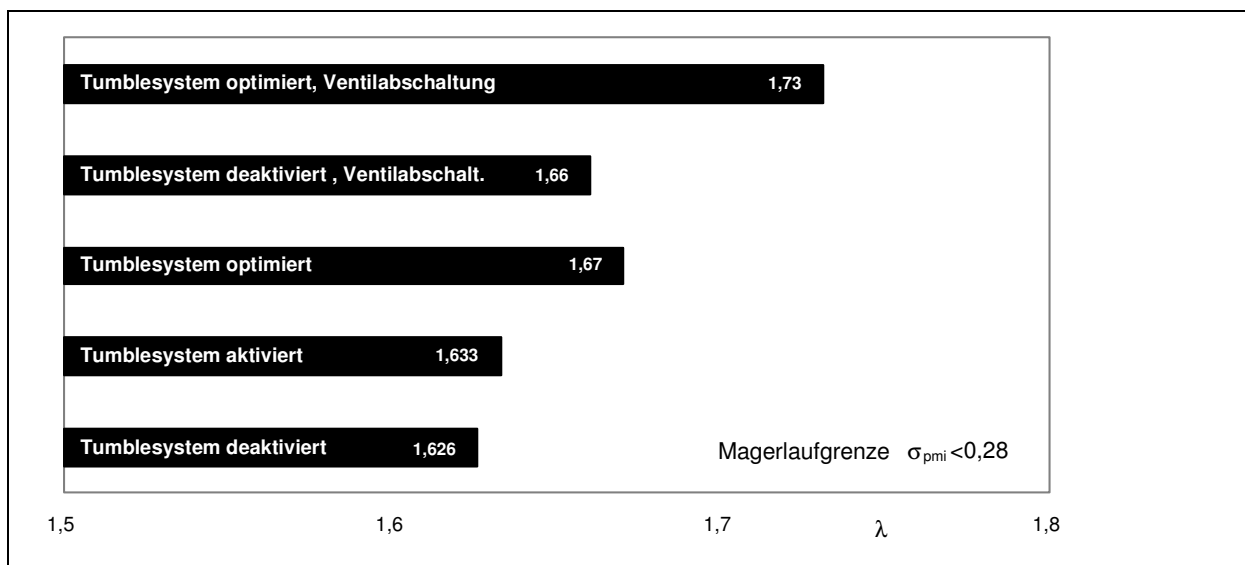
Zu beachten ist hierbei, dass die Messungen zur Ladungsbewegung üblicherweise mit einer konstanten Druckdifferenz über den Ventilen durchgeführt wird, was ohne weiteres nicht einfach auf einen Betriebspunktes des Motors übertragen werden kann. Die Wichtigkeit von Aussagen über die Ladungsbewegung im Brennraum wird bei der Betrachtung der Verbrennungsergebnisse bei maximal aktiviertem Tumblesystem (Kanalunterseite komplett verschlossen) im Erdgasbetrieb (**Bild 5.13**) deutlich. Diese Maßnahme führt zu einer Stabilisierung der Verbrennung im fetten Bereich, eine Verbrennungsstabilisierung im mageren Bereich kann aber trotz deutlich geringeren Vorzündbedarfs nicht erzielt werden. Auch die Lage des Verbrauchs- und somit Wirkungsgradoptimums liegt immer noch bei einem Luftverhältnis von  $\lambda \approx 1,50$ . Ursächlich hierfür sind die Vorteile der Ladungsbewegung bei der Flammenausbreitung, die zu dem verminderten Vorzündungsbedarf führen. Während der sensiblen Entflammungsphase wirkt sich ein zu großer Wärmeentzug durch die Ladungsbewegung aber negativ aus. Der sehr gute Absolutwert von  $\eta_{\text{eff}} = 28,5 \%$  bedeutet eine 25%ige Steigerung gegenüber dem stöchiometrischen Benzinbetrieb in diesem niedrigen Teillastpunkt ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$ ). Es ist davon auszugehen, dass der am stationären Motorenprüfstand ermittelte Teillastwirkungsgrad so nicht im typischen Instationärbetrieb eines Pkws umgesetzt werden kann. Die Ursache hierfür ist darin zu sehen, dass die Magerlaufgrenze schon bei  $\lambda = 1,63$  liegt und ein für Erdgasmotoren typisches schlagartiges Zusammenbrechen der Verbrennung bei überstöchiometrischen Motorbetrieb auftritt. Eine betriebspunktabhängige Anpassung der Ladungsbewegung erfolgt aus diesem Grund in erster Linie, um eine Verschiebung der Magerlaufgrenze zu erreichen und damit eine Verbesserung des Emissionsverhaltens zu erzielen. Hauptaugenmerk liegt hierbei auf den  $\text{NO}_x$ -Emissionen, da angestrebt wird, auf eine aufwändige Stickoxidadnachbehandlung zu verzichten.

In **Bild 5.14** wird deutlich, dass ein sehr hoher Aufwand nötig ist, um die Magerlaufgrenze auch nur minimal zu erweitern. Die Ventilabschaltung mit optimiertem Tumblesystem führt zum besten Ergebnis, aber auch mit dieser Maßnahme war es nicht möglich, das schlagartige Zusammenbrechen des Brennverfahrens zu vermeiden. Es zeigt sich, dass man durch sorgfältige Optimierung der Ladungsbewegung zwar die Flammenausbreitung und somit die Brenndauer positiv beeinflussen kann. Der theoretische Vorteil, durch eine zielgerichtete Ladungsbewegung die Entflammung von Methan-Luftgemischen durch eine Vergrößerung des Lichtbogens beim Funkenüberschlag (damit höhere Energie des Funkens) zu verbessern, konnte aber nicht nachgewiesen werden. Es ist davon auszugehen, dass Erdgas-Luftgemische eine höhere

Aktivierungsenergie zur Entflammung benötigen als Benzin-Luftgemische und jegliche Form von Wärmeentzug schädlich ist.



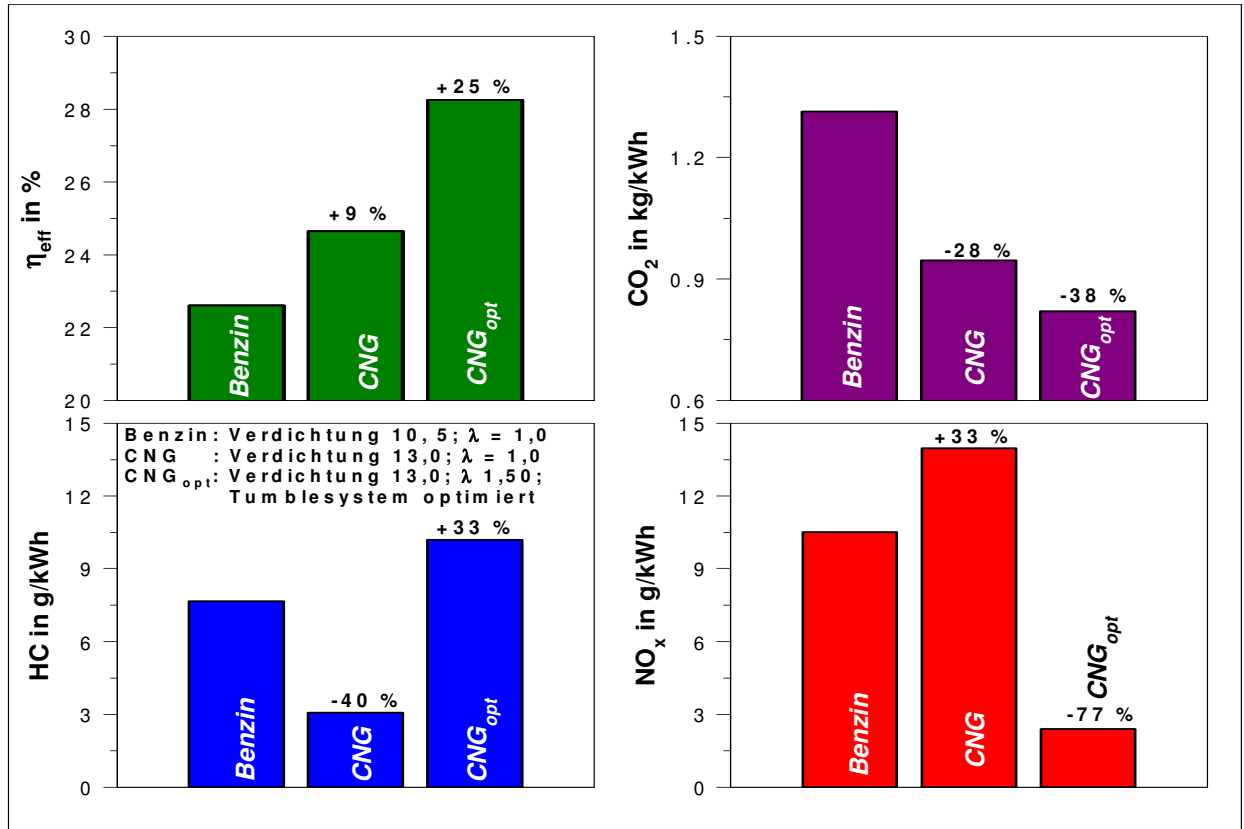
**Bild 5.13** Einfluss des Tumblesystems auf die Verbrennungsergebnisse in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ )[118]



**Bild 5.14** Einfluss verschiedener Maßnahmen zur Erzeugung einer Ladungsbewegung auf die Magerlaufgrenze (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]

Betrachtet man die Resultate unter der Zielbedingung, möglichst niedrige  $\text{NO}_x$ -Emissionen zu erreichen, so kommt man zu einer anderen Vorzugsvariante. Als bester Kompromiss diesbezüglich erweist sich die optimierte Tumbleströmung. Hier erfolgt eine betriebspunkt-abhängige Anpassung der Tumbleklappenstellung. Damit ist wie im **Bild 5.15** dargestellt, eine Steigerung im Wirkungsgrad um 25% möglich. Fraglich ist, ob die Erhöhung der globalen Ladungsbewegung letztendlich zielführend zur Lösung des  $\text{NO}_x / \text{CO}_2$  – Zielkonfliktes im Magerbetrieb ist, da die Untersuchungen gezeigt haben, dass eine Stabilisierung der Verbrennung auch zu einer Verschiebung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Richtung höherer Luftverhältnisse führt. Somit geht eine stabilere Verbrennung im Bereich höherer Luftverhältnisse einher mit höheren Stickoxidemissionen. Dieser Effekt ist bekannt, die vorliegenden Untersuchungen haben aber auch gezeigt, dass der Wirkungsgrad durch Abmagerung nicht weiter gesteigert werden konnte. Das wirkungsgradoptimale Luftverhältnis lag bei allen untersuchten Varianten in einem Bereich von  $\lambda = 1,5 \pm 0,5$ . Da aber der erzielte Teillastwirkungsgrad einen sehr guten Wert besitzt, gilt das Hauptaugenmerk der Entwicklung eines Brennverfahrens mit möglichst niedrigen Stickoxidemissionen, wobei leichte Wirkungsgradeinbußen insofern akzeptabel sind, wenn auf aufwändige Nachbehandlung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen verzichtet werden kann. Die allein durch Optimierung des Tumblesystems erzielten  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind nicht niedrig genug, um ohne Abgasnachbehandlung auszukommen. Auch der Anstieg der HC-Emissionen beim Magerbetrieb mit Erdgas ist kritisch zu sehen, da selbst der Oxidationskatalysator zur Konvertierung von Methanmolekülen

Abgastemperaturen von  $> 400^\circ\text{C}$  benötigt. Diese hohen Temperaturen werden bei überstöchiometrischen Betrieb und kleinen Lasten nicht erreicht.



**Bild 5.15** Wirkungsgrad und Emissionen der mageren Erdgasverbrennung mit optimierter Tumbleklappenstellung im Vergleich zum Motorbetrieb mit Benzin bzw. Erdgas (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]

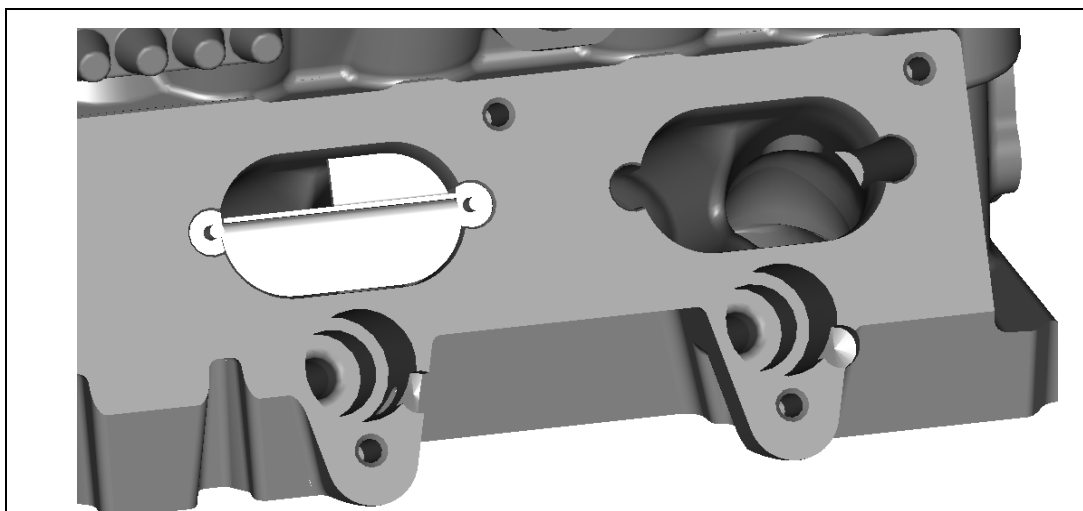


### 5.2.3 Einfluss der turbulenten Ladungsbewegung auf die Schwankungen des Mitteldrucks

Der Einfluss der gerichteten globalen Ladungsbewegung auf die Stabilisierung der Verbrennung bei ungünstigen Bedingungen, wie z. B. hohem Inertgasanteil oder hohem Luftüberschuss, ist hinreichend bekannt und wurde unter 5.2.2 explizit für Erdgas untersucht. Wie die Untersuchungen aber gezeigt haben, reagiert das Erdgasbrennverfahren äußerst sensibel auf kleinste Änderungen der Ladungsbewegung, was die Verfahrensstabilität im mageren, aber auch im Luftmangelbereich betrifft.

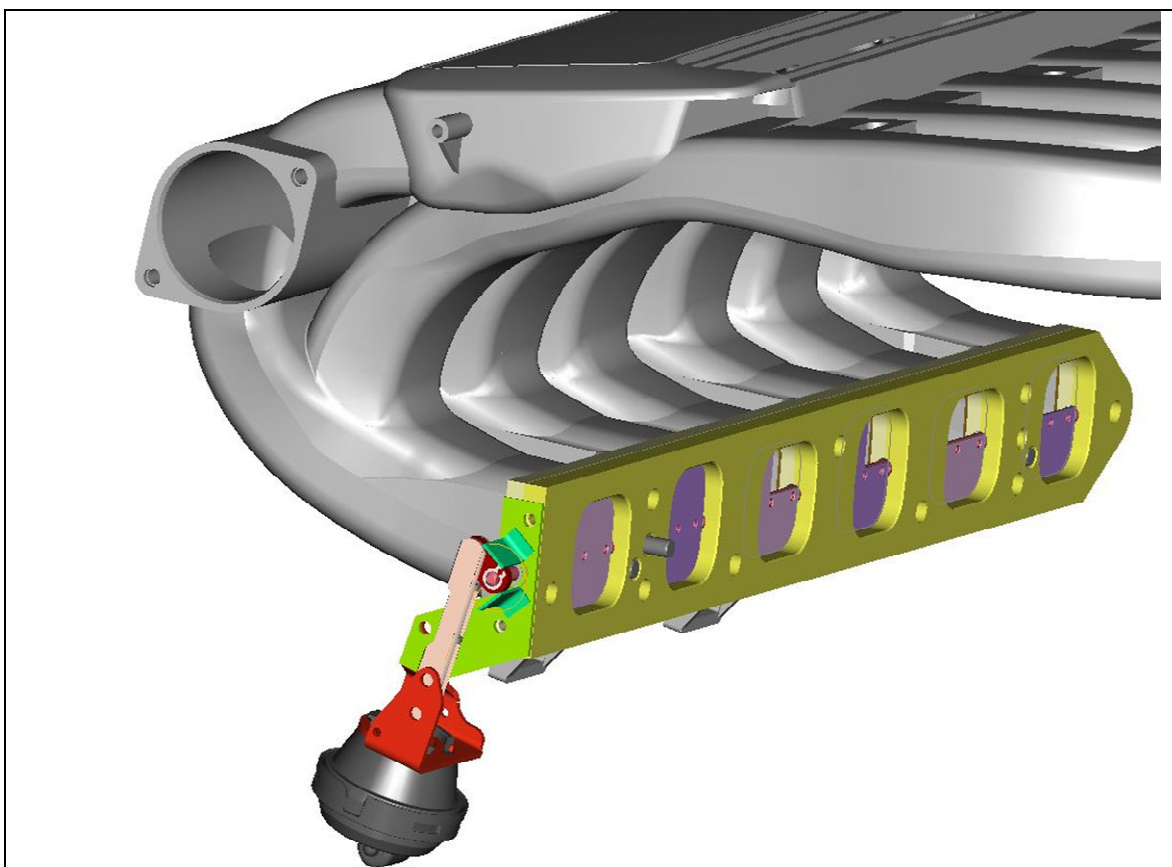
Im Gegensatz zur globalen Ladungsbewegung, welche auch in Form von stationären Strömungsmessungen sehr gut erfasst und optimiert werden kann, gibt es verschiedene Möglichkeiten zur Erzeugung turbulenter Ladungsbewegung im Brennraum. Zur Wirksamkeit dieser Maßnahmen gibt es unterschiedliche Aussagen. Insbesondere angesichts der Tatsache, dass die Erhöhung globaler Ladungsbewegung bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische nicht zur Verbesserung der Verfahrensstabilität bei höheren Luftverhältnissen führte, sollte der Einfluss turbulenter Ladungsbewegung untersucht werden. Das Hauptaugenmerk liegt hier ebenfalls nicht ausschließlich auf dem erzielbaren Wirkungsgradmaximum, sondern richtet sich auf das schlagartige, schwer zu kontrollierende Zusammenbrechen der Verbrennung bei geringsten Änderungen im Luftverhältnis oder im Restgasanteil an der jeweiligen Laufgrenze.

Um schnellstmöglich Aussagen bezüglich der Wirksamkeit von Turbulenzen im Brennraum zu bekommen, wurde ein einfaches System zur Erzeugung turbulenter Ladungsbewegung entwickelt, das sich an den aus der Literatur [141] bekannten Maßnahmen orientiert (**Bild 5.16**).



**Bild 5.16** Einlasskanal mit und ohne integrierter Strömungsabrisskante [145]

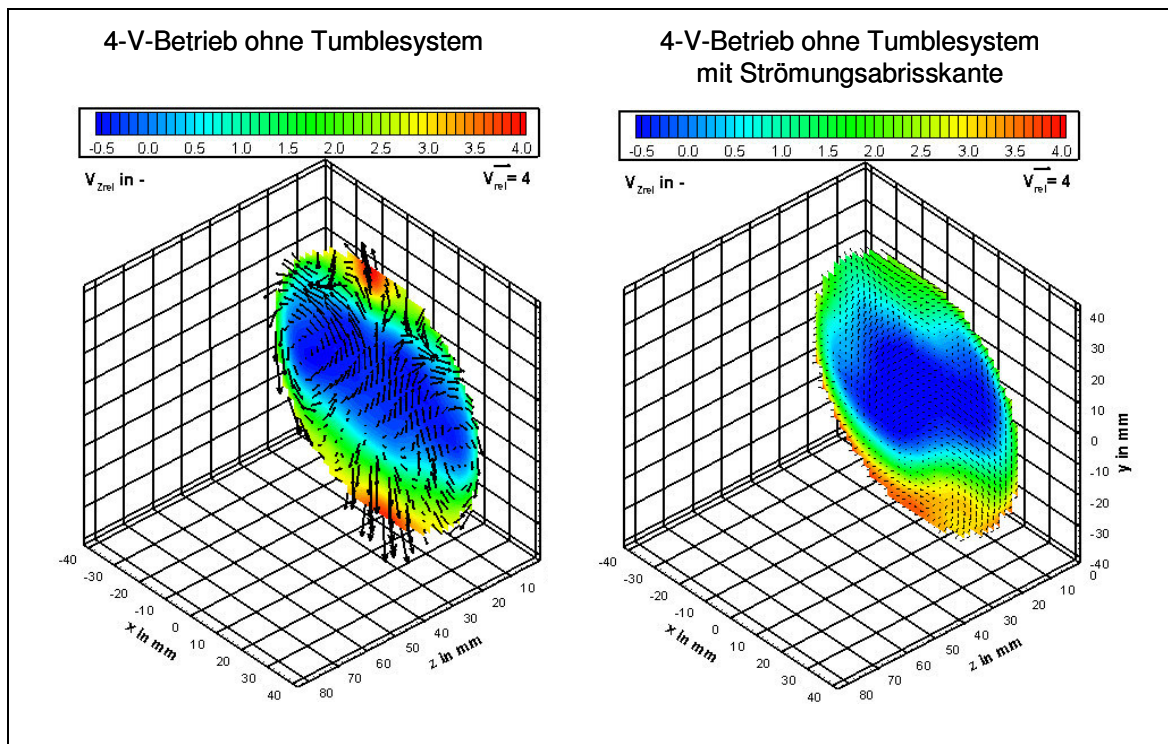
So eine Maßnahme kann im Hinblick auf die zu erzielende Leistung nur bei einem Verbrennungsmotor eingesetzt werden, wenn gewährleistet ist, dass die Strömung bei hohen Lasten nicht zu stark behindert wird. Aus diesem Grund ist es notwendig, das Turbulenzsystem schaltbar zu gestalten, um das Turbulenzniveau betriebspunktabhängig optimieren zu können. Dass so etwas möglich ist, zeigt **Bild 5.17**, wo ein vergleichbares Turbulenzsystem in schaltbarer Form zu einem späteren Zeitpunkt für einen 6-Zylindermotor, betrieben mit Reformergas entwickelt wurde. Hierbei darf nicht unerwähnt bleiben, dass der Abstand der Strömungskante zum Einlassventil hinsichtlich des Einflusses auf die Verbrennung sich nicht als signifikant herausgestellt hat.



**Bild 5.17** Ansaugrohre mit schaltbarem Turbulenzsystem für einen 6-Zylinder-Ottomotor, betrieben mit Benzin und Reformergas (siehe Abschn. 7.2.2)

Die vorhandene, im Vorfeld beschriebene, Strömungsmesstechnik ist aufgrund des Messprinzips nicht dazu geeignet, turbulente Strömungsfelder zu erfassen. Aus diesem Grund erfolgte keine zielgerichtete Entwicklung in Form von Strömungsmessung und entsprechender Validierung auf dem Motorprüfstand. Das **Bild 5.18** gibt lediglich exemplarisch zwei Strömungsfelder mit globaler bzw. turbulenter Ladungsbewegung, hervorgerufen durch das Turbulenzsystem wieder.

Es ist erkennbar, dass bei einer ausgeprägten globalen Ladungsbewegung sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Die bei Strömungsabrisskanten erzeugten hohen Turbulenzen können mit der DGV-Strömungsmesstechnik nicht ermittelt werden, da nur ein gemittelttes Strömungsfeld gemessen werden kann. Daraus resultierend ergibt sich ein relativ harmonisches Strömungsfeld ohne hohe Geschwindigkeitswerte, was als vorteilhaft für die Entflammung magerer Gemische angesehen wird.

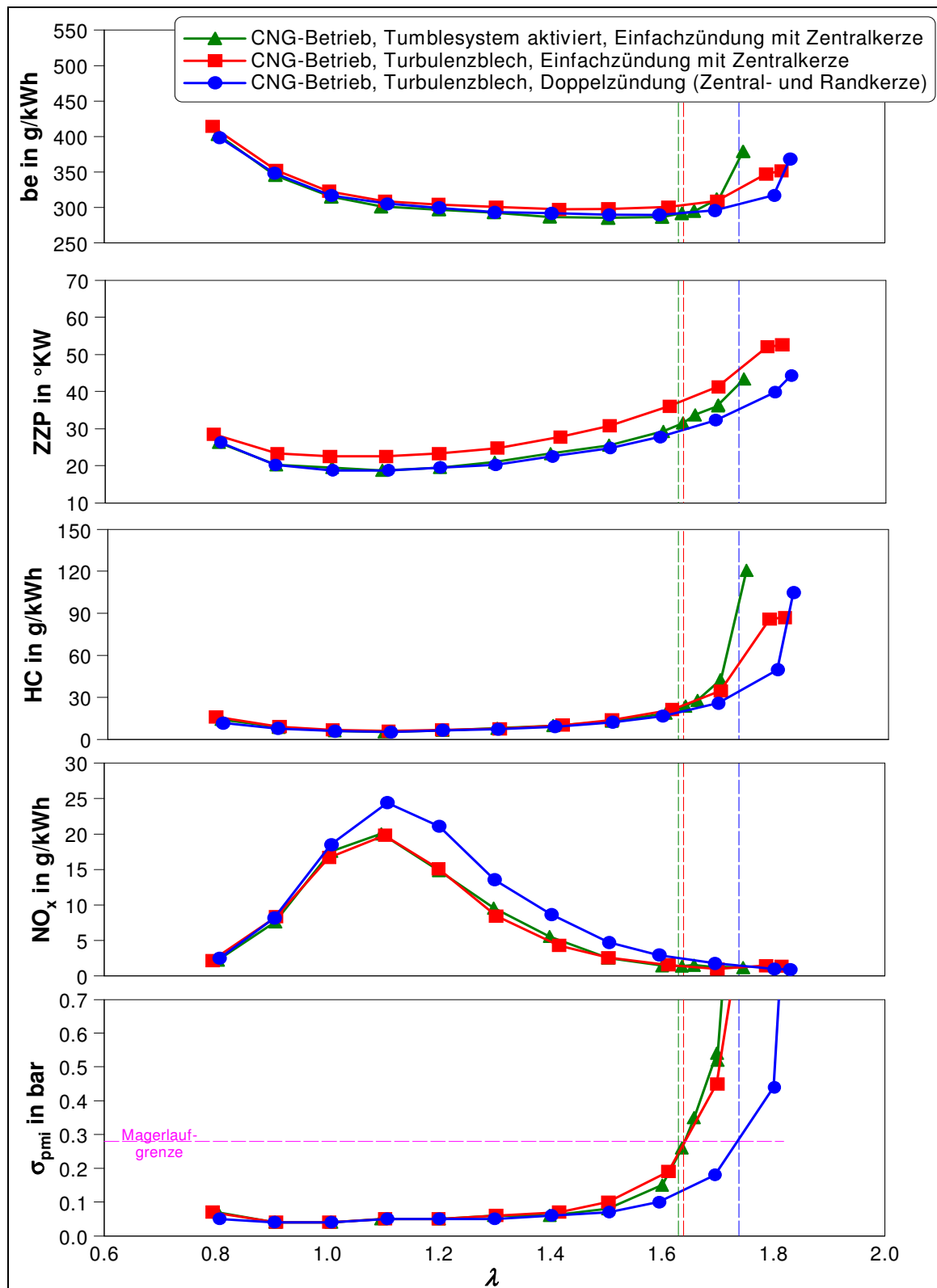


**Bild 5.18** DGV-Strömungsfelder mit gerichteter Ladungsbewegung (links) und turbulenter Strömung erzeugt mittels Turbulenzblech (rechts), gemessen an einem 4-Ventil-Zylinderkopf

Am Motorenprüfstand erfolgte eine Überprüfung der Wirksamkeit des Turbulenzbleches im Hinblick auf Verbesserungen im Bereich der Verfahrensstabilität bei einem überstöchiometrisch betriebenen Erdgasmotor. Die Untersuchungen erfolgten im unteren Teillastbereich mit Einfach- und Mehrfachzündung, um zu ermitteln, ob die Erhöhung der Zündenergie in Kombination mit turbulenter Ladungsbewegung Verbesserungen bezüglich des Entflammungsverhaltens im Bereich der Magerlaufgrenze bringt. Unter Mehrfachzündung versteht man im vorliegenden Fall nicht das mehrfache Zünden an einer Zündquelle, sondern das gleichzeitige Zünden an verschiedenen Zündorten im Brennraum. Die genaue Position der Zündquellen kann aus dem Abschnitt 5.3 entnommen werden. Im **Bild 5.19** ist zu erkennen, dass die durch die

Strömungsabrisskante im Einlasskanal erzeugten Turbulenzen im Vergleich zur globalen Ladungsbewegung (Tumblesystem) nicht zur verbesserten Flammenausbreitung führen, was sich in einem erhöhten Vorzündbedarf des Brennverfahrens mit Turbulenz gegenüber dem Tumblesystem widerspiegelt. Im Bereich der Magerlaufgrenze sind aber bezüglich der Laufunruhe bereits leichte Vorteile erkennbar. Um aber deutliche Vorteile zu erzielen, ist es notwendig zum einen die Zündenergie zu erhöhen bzw. den Zündort zu variieren. Dies kann durch die gleichzeitige Zündungseinleitung an mehreren Stellen im Brennraum erfolgen. In Kombination beider Maßnahmen war somit eine Erweiterung der Magerlaufgrenze mit entsprechender Optimierung hinsichtlich niedriger  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen möglich. Für die Entflammung, und somit die Verfahrensstabilität sind die Bedingungen im Bereich der Zündquelle zum Zeitpunkt des Funkenüberschlages entscheidend. Eine turbulente Ladungsbewegung hat hier offensichtlich gegenüber der mit sehr hohen partiellen Strömungsgeschwindigkeiten verbundenen globalen Ladungsbewegung Vorteile.

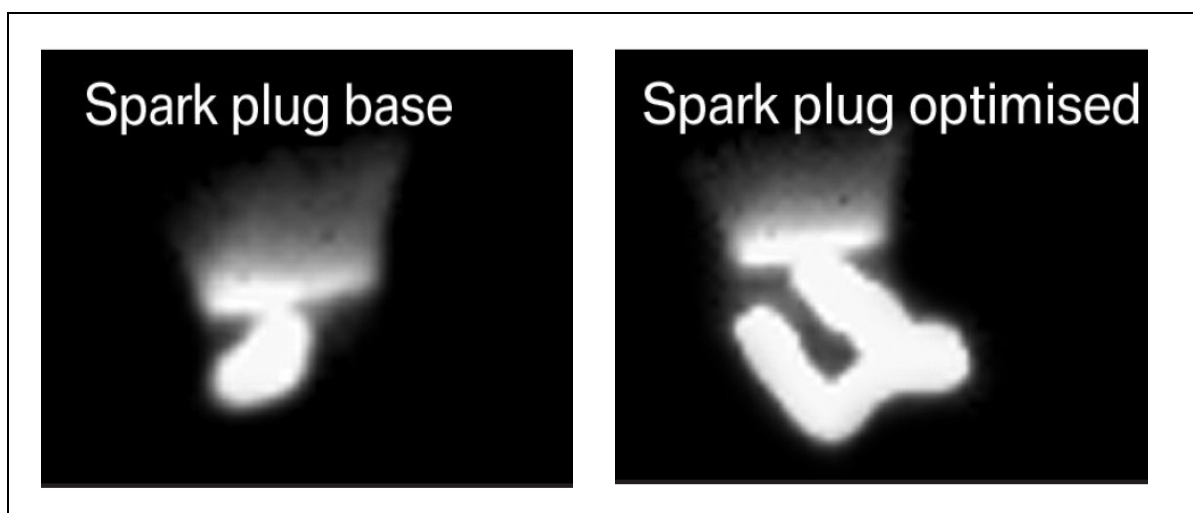
Festzuhalten ist aber, dass die leichten Verbesserungen, die durch eine turbulente Ladungsbewegung bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische möglich sind, auch mit einem höheren Aufwand für die Entflammung verbunden sind. Ob hierbei die primäre Erhöhung der Zündenergie an sich entscheidend ist, oder vielmehr mit dem Vorhandensein einer weiteren Zündquelle im Brennraum die Wahrscheinlichkeit für eine Entflammung unter ungünstigen Bedingungen erhöht wird, kann auf Basis der durchgeführten Untersuchungen nicht abschließend beurteilt werden. Interessant wäre hierbei auch eine Kombination von turbulenter Ladungsbewegung mit sogenannten Mikroturbulenzen, worunter man die Bewegungen der Kraftstoff-Luftmoleküle versteht. Mikroturbulenzen können durch Temperaturerhöhung im Brennraum erzeugt werden, z.B. durch Steigerung des Verdichtungsverhältnisses oder durch Temperaturerhöhung des Gemisches. Auf Maßnahmen zur Erhöhung der Zündenergie bei mageren Erdgas-Luftgemischen wird im folgenden Abschnitt noch näher eingegangen.



**Bild 5.19** Einfluss turbulenter Ladungsbewegung in Verbindung mit Mehrfachzündung auf die Verbrennungsergebnisse (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [145]

### 5.3 Einfluss der Zündenergie auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische

Wie bereits in den Messungen zum Einfluss der Ladungsbewegung deutlich wurde, ist die sichere Entflammung von Erdgas-Luftgemischen auch bei hohen Luftverhältnissen für die Stabilität des Brennverfahrens von großer Bedeutung. Die Entflammungsphase unterteilt man beim Ottomotor in 3 Phasen. Entscheidend ist der Zeitpunkt des Funkenüberschlags an der Zündkerze, der sich anschließende sogenannte Entflammungsverzug und darauf folgend die Zerklüftungsphase, bei der sich die Flamme langsam vom Zündort ausgehend im Brennraum ausbreitet. In der Entflammungsphase wird nur ein sehr geringer Teil, der sich im Brennraum befindlichen Energiemenge umgesetzt (ca. 1..2%), trotzdem beansprucht diese Phase ca. ein Drittel der gesamten Brenndauer. Die Entflammungsphase wird von einer Reihe von Faktoren beeinflusst. So sollten die Temperatur und der Druck im Brennraum möglichst hoch sein. Eine hohe Ionisierung der Ladung mit Kraftstoffmolekülen ist ebenfalls vorteilhaft. Das ist bei stöchiometrischen oder fetten Luftverhältnis der Fall. Negativ auf die Entflammungsphase wirken sich ein hoher Restgasgehalt und eine nicht zu starke Ladungsbewegung mit hohem Wärmeentzug aus. Kompensiert werden können schlechte Entflammungsbedingungen auch durch eine Erhöhung der Zündenergie, wofür verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung stehen.



**Bild 5.20** Einfluss von Optimierungsmaßnahmen an der Zündkerze eines Ottomotors auf die Funkenauslenkung [146]

Den Zündvorgang (Funkenüberschlag) unterteilt man bei konventionellen Spulenzündanlagen in die Phase des Spannungsanstiegs, die Durchbruchphase, die Bogenphase und die Glimmphase.

Während des Funkenüberschlags ist eine genaue Dosierung der Ladungsbewegung notwendig, da eine zu starke Ladungsbewegung zu einem starken Wärmeentzug und zum Ausblasen der Flamme führt. Auf der anderen Seite begünstigt eine gewisse Ladungsbewegung die Auslenkung des Lichtbogens, wodurch ein größerer Gemischanteil entflammt werden kann, wie es im **Bild 5.20** exemplarisch gezeigt wird. Da es kaum möglich ist, die Ladungsbewegung unter allen Umständen so zu beeinflussen, dass zum Zeitpunkt des Funkenüberschlages ideale Bedingungen (möglichst keine Ladungsbewegung) herrschen und zu einem späteren Zeitpunkt eine Erhöhung der Ladungsbewegung eintritt, um die Flammenausbreitung zu verbessern, besteht alternativ die Möglichkeit, die Zündenergie zu erhöhen oder die Art der Zündung und des Funkenüberschlages zu verändern.

Aus diesem Grund wurden folgende Maßnahmen für die Zündungseinleitung untersucht:

- Doppelzündung (mehrere Zündkerzen im Brennraum)
- Wechsellspannungszündanlage
- Zündung mit Kammerkerze

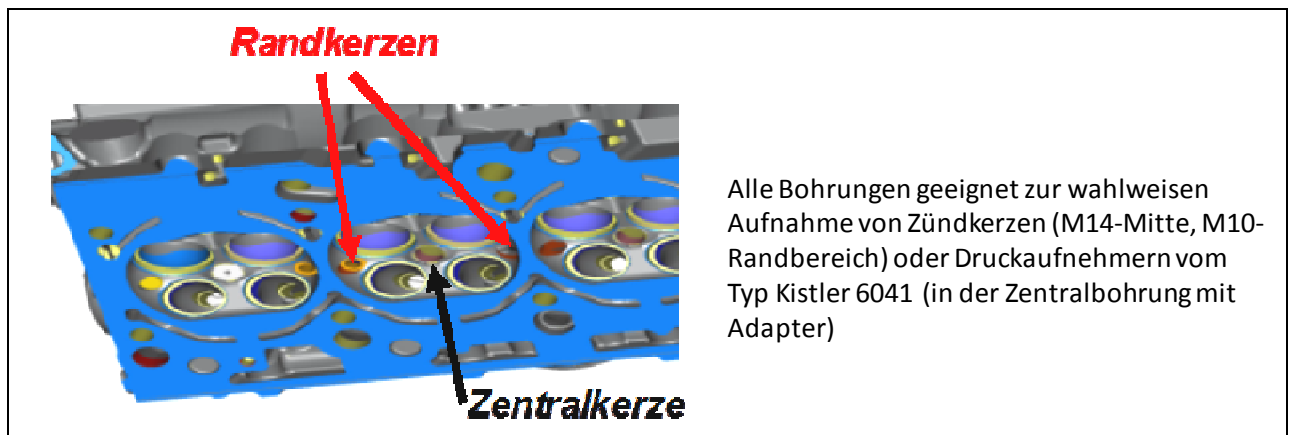
Unter der Doppelzündung versteht man im vorliegenden Fall das gleichzeitige Funken mehrerer Zündquellen (Zündkerzen) im Brennraum, die ihrerseits auch über eine eigene Energiequelle verfügen (jede Kerze besitzt eine eigene Zündspule). Das hat Vorteile bei inhomogenen Gemischen, aber auch bei stark zerklüfteten Brennräumen [124]. Eine Wechsellspannungszündanlage besitzt den Vorteil, dass über einen beliebig langen Zeitraum eine sehr hohe Zündenergie zur Verfügung gestellt werden kann. Damit kann theoretisch die Entflammung sehr magerer Gemische sowie von inhomogenen Gemischen verbessert werden. Die Zündung mit der Kammerkerze verfolgt den Weg, in einem abgeschlossenen Raum das Gemisch zu entflammen sowie die erste Verbrennungsphase einzuleiten, um dann mit energiereichen Zündstrahlen, die über entsprechende Überströmbohrungen in den Brennraum gelangen, sicher das Hauptgemisch zu zünden.



### 5.3.1 Einfluss der Doppelzündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische

Zunächst wurde untersucht, ob das Brennverfahren durch den Einsatz mehrerer Zündquellen im Brennraum bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische stabilisiert werden kann. Bei heute üblichen Brennräumen mit vier Ventilen und dachförmiger Brennraumgeometrie ist die zentrale Kerzenlage bezüglich der gleichmäßigen Flammenausbreitung, sowie kurzer Flammenwege ideal. Bei Konzepten mit drei oder zwei Ventilen ist die mittige Kerzenlage meist nicht realisierbar. Hier hat sich gezeigt, dass es durch den Einsatz einer Doppelzündung in Form von mehreren Zündquellen möglich ist, Vorteile bei der Entflammung von schwer entflammbaren Kraftstoff-Luftgemischen (hoher Luftüberschuss, bzw. hoher Inertgasanteil) zu erzielen [147]. Vorteilhaft ist hierbei auch die Verkürzung der Flammenwege, was zur Verringerung der Klopfneigung führen kann. Alle diese Aussagen beruhen auf Motoren mit zwei oder drei Ventilen und der Tatsache, dass bei diesen Brennräumen eine mittige Position der Zündkerze (gleiche Flammenwege über den gesamten Brennraum) meist nicht möglich ist. Versuche mit einem Vierventilmotor, der neben der zentralen Zündkerze über zwei weitere Kerzen in Randlage verfügte, haben aber gezeigt, dass ein gewisses Verbesserungspotenzial mit Mehrfachzündung im Benzinbetrieb erzielbar ist. Das gilt insbesondere bei schlechten Entflammungsbedingungen, wie z.B. bei der Entflammung von Gemischen mit einem hohen Restgasanteil [124]. Ob diese Aussagen auch für den Betrieb mit überstöchiometrischen Erdgas-Luftgemischen gelten, sollte nachfolgend untersucht werden. Zum Einbau von zwei weiteren Zündkerzen bot der verwendete Motor aufgrund des Vierventilbrennraumes nicht die optimalen geometrischen Voraussetzungen. Trotzdem war es möglich, zwei weitere Kerzen im Zylinderkopf unterzubringen. **Bild 5.21** zeigt die Anordnung der drei Zündkerzen im Zylinderkopf des Erdgasmotors.

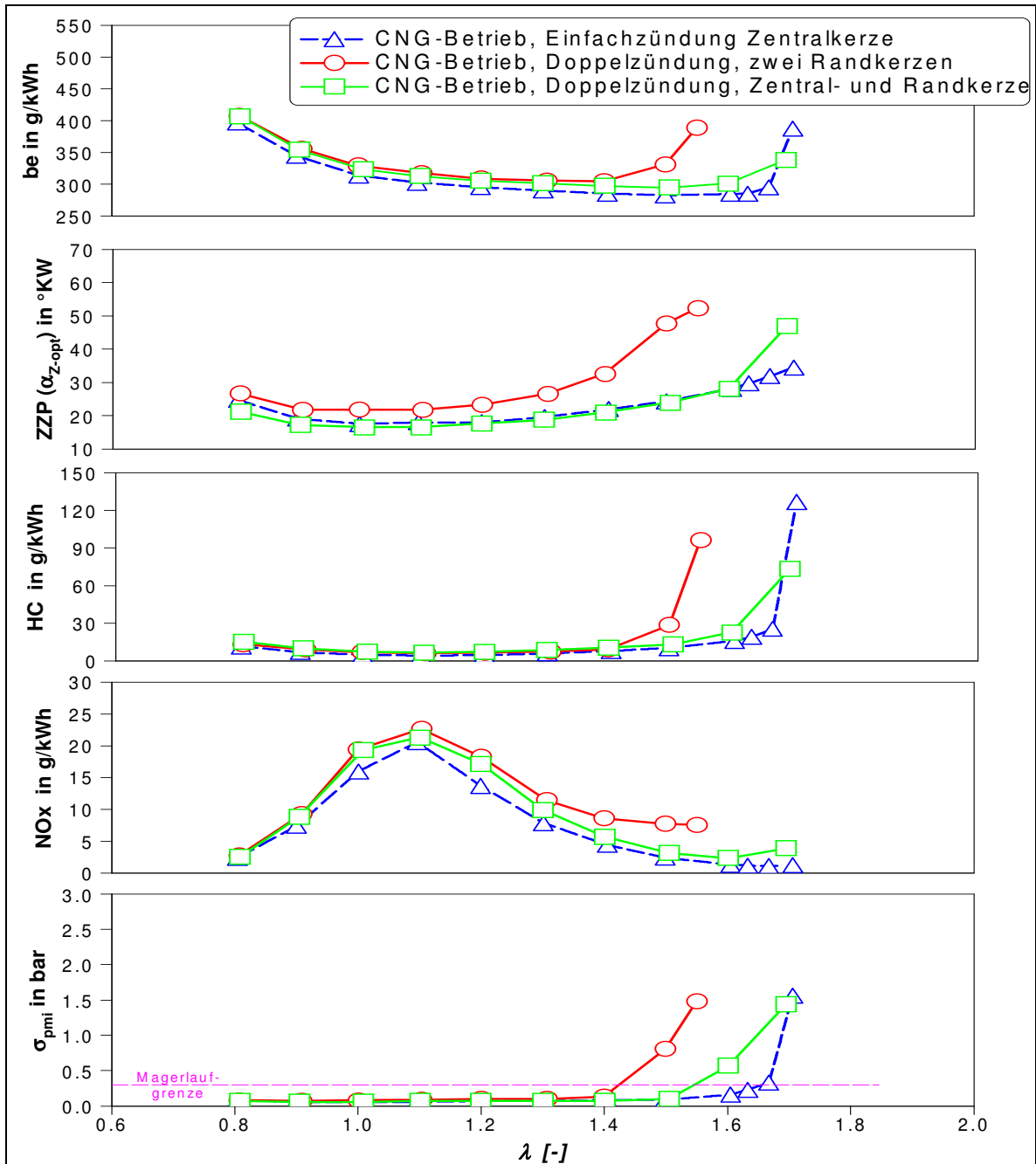
Bei dem vorliegenden Methan-Luftgemisch konnte in Verbindung mit gerichteter Ladungsbewegung in Form einer Tumbleströmung jedoch kein positiver Effekt der gleichzeitigen Zündung an mehreren Orten im Brennraum nachgewiesen werden. Die Resultate der Zündung nur mit den beiden Kerzen im Randbereich blieben sogar hinter denen der Ausgangsvariante zurück, wie **Bild 5.22** zeigt. Aber auch das gemeinsame Zünden einer Randkerze zusammen mit der zentralen Kerze brachte keine Verbesserungen bezüglich einer Verfahrensstabilisierung, sowohl bei aktiviertem als auch bei deaktiviertem Tumblesystem.



**Bild 5.21** Mögliche Anordnung der Zündkerzen beim untersuchten Erdgasmotor [118]

Demzufolge ist davon auszugehen, dass die aus dem Benzinbetrieb bekannten Vorteile der Mehrfachzündung in erster Linie auf die Reduzierung des „flame quenching“ zurückgeführt werden können, welches bei Erdgas-Luftgemischen aufgrund der sehr homogenen Gemischbildung nur eine untergeordnete Rolle spielt. Die Tatsache, dass synchrones Zünden von Rand- und Zentralkerze keine Vorteile bringt, wird auf die negative gegenseitige Beeinflussung der beiden sehr eng beieinander liegenden Flammenfronten zurückgeführt. Das Zünden von drei Kerzen ist zwar theoretisch möglich, die vorhandene Motorsteuerung erlaubte aber nur das Ansteuern von zwei Kerzen, sodass dieser Einfluss nicht untersucht werden konnte.

In Verbindung mit turbulenter Ladungsbewegung (siehe Abschnitt 5.2.3.) konnte jedoch ein positiver Effekt mehrerer Zündquellen im Brennraum nachgewiesen werden. Das ist aber kein Widerspruch, sondern bestätigt die Aussage, dass zum einen die Abstimmung der Ladungsbewegung für die Entflammung magerer Erdgas-Luftgemische äußerst sensibel ist. Zum anderen muss davon ausgegangen werden, dass es durch die starke Verwirbelung in unmittelbarer Nähe des Einlassventiles zum Auftreten von Inhomogenitäten im Erdgas-Luftgemisch kommt. Insbesondere aber bei inhomogenen Gemischen bestehen Vorteile beim Vorhandensein mehrerer Zündquellen. Festzuhalten ist, dass bei den für Erdgasmotoren üblichen homogenen Gemischen in der Regel durch das Vorhandensein mehrerer Zündquellen im Brennraum keine wesentlichen Vorteile erzielt werden können. Ziel muss es sein, diese homogene Gemischbildung bis zum Funkenüberschlag sicherzustellen. Das ist nicht einfach, da ein Zielkonflikt bei der Ausprägung der Ladungsbewegung zwischen Funkenüberschlag (wenig, möglichst nur turbulente Ladungsbewegung) und Flammenausbreitung (hohe und zielgerichtete Ladungsbewegung) besteht. Diese Ausprägung der Ladungsbewegung beeinflusst natürlich auch den Gemischbildungs- und Homogenisierungsprozess.



**Bild 5.22** Einfluss mehrerer Zündquellen auf die Verbrennungsergebnisse  
(Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , Tumblesystem aktiviert) [118]

### 5.3.2 Einfluss der Wechsellspannungszündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische

Frühere Untersuchungen haben gezeigt [118], dass eine Erhöhung der Zündenergie durch Aufweiten des Elektrodenabstandes der Zentralkerze, im Gegensatz zur gleichzeitigen Zündung an mehreren Zündquellen, sich geringfügig positiv auf die Stabilität der Verbrennung magerer Erdgas-Luft-Gemische auswirkt. Daher wurde an dem vorhandenen Versuchsmotor eine Wechsellspannungszündanlage installiert. Es sollte untersucht werden, ob die erhöhte Zündenergie primär für die Verbesserung der Entflammung verantwortlich war, oder die Vergrößerung des Zündungsbereiches. Eine Wechsellspannungszündanlage besitzt im Vergleich zur konventionellen Spulenzündanlage den Vorteil, dass über einen nahezu beliebig langen Zeitraum eine hohe Zündenergie im Lichtbogen zur Verfügung gestellt werden kann.

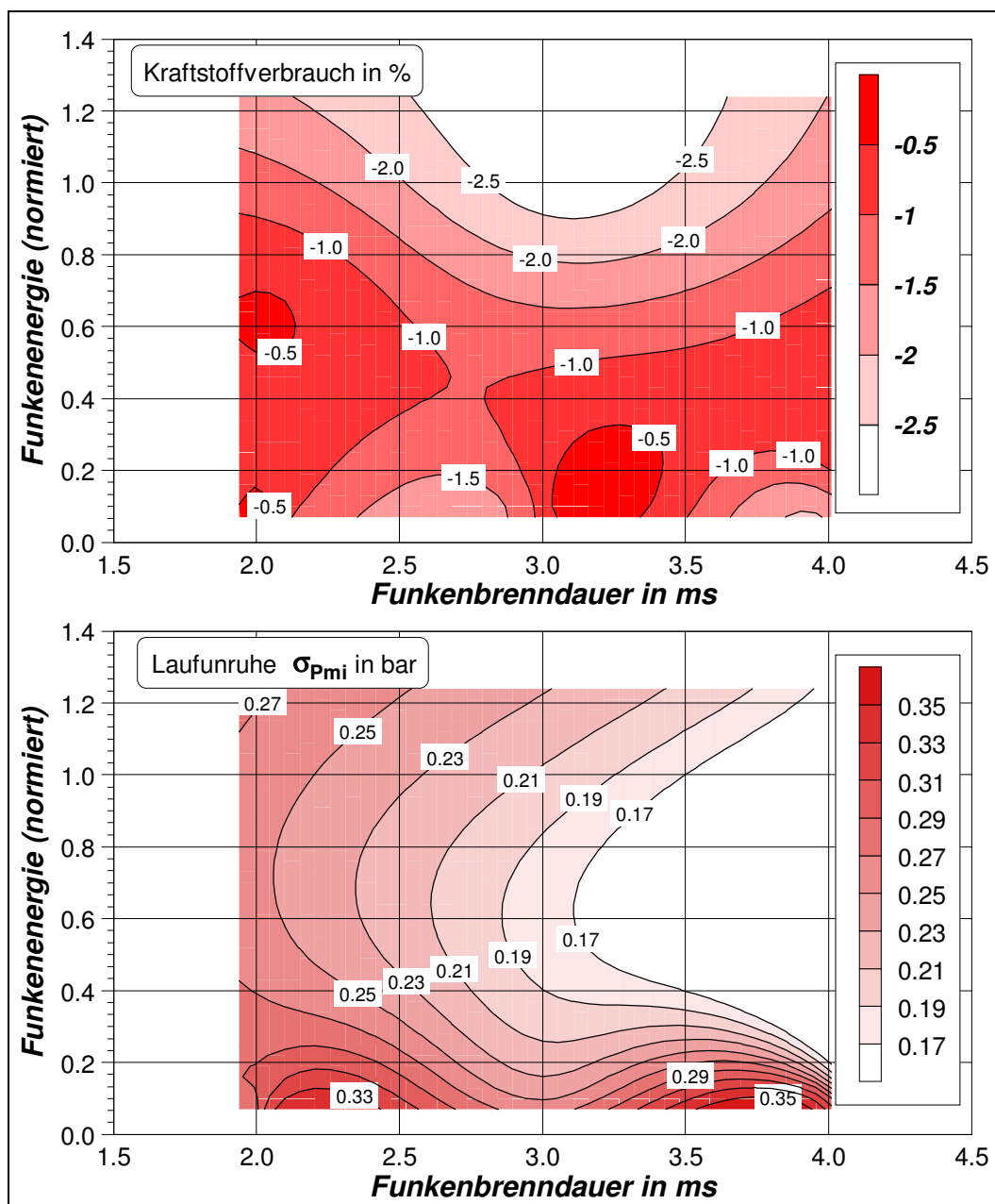
Bei der sogenannten konventionellen Transistor-Spulen-Zündung wird eine Spule geladen und die Rückschlagspannung nach der Stromabschaltung zur Hochspannungserzeugung von etwa 30.000 Volt genutzt. Erreicht das Spannungsangebot den Zündspannungsbedarf an den Elektroden der Zündkerze, so bricht die Spannung auf eine Funkenbrennspannung von etwa 1.000 Volt zusammen und es fließt nun ein Funkenstrom, der mit zunehmender Funkenbrenndauer abnimmt [148]. Damit besteht die Möglichkeit, mit einem relativ kostengünstigen System eine hohe Funkenenergie zur Verfügung zu stellen. Nachteilig ist aber die hohe Nebenschlussempfindlichkeit aufgrund des langsamen Hochspannungsaufbaus, die insbesondere bei der Entflammung magerer und schwer entflammbarer Gemische problematisch ist. Hier besteht die erhöhte Gefahr, dass der Funkenüberschlag nicht zwischen den Elektroden der Kerze erfolgt, sondern außerhalb des Motors. Zwar ist durch den Wegfall hochspannungsführender Bauteile sowie durch Einführung neuartiger Kerzenkonzepte viel unternommen worden, um die Nebenschlussempfindlichkeit zu verringern. Insbesondere bei der Zündung schwer entflammbarer Gemische kann dieses aber auch heute noch ein Problem sein, da der Funke am ehesten dort überspringt, wo eine hohe Ionisierung der Luft vorhanden ist. Bei starker Abmagerung können so im Brennraum schlechtere Bedingungen für den Funkenüberschlag herrschen, als zum Beispiel bei feuchter Umgebungsluft.

**Tabelle 9** Daten der Transistor-Spulen- und einer Wechselspannungszündung nach [149]

	<b>Transistor-Spulen- Zündung</b>	<b>Wechselspannungs- zündung</b>
Versorgungsspannung $U_0$	12 V	180 V
Sekundärinduktivität $L_S$	10 H	730 mH
Übersetzungsverhältnis $\ddot{u}$	60	30
Primärkapazität $C_p$	-	22nF
Sekundärkapazität $C_s$	100pF	40pF
maximaler Ladestrom $I_p$	10 A	10 A
Zeit bis Hochspannungsmaximum	60 $\mu$ s	15 $\mu$ s (pos. Maximum) 50 $\mu$ s (neg. Maximum)
sekundärseitiger Einsatzstrom	100 mA	200 mA
Spulenenergie	60 mJ	
Primärinduktivität $L_p$	3 mH	860 $\mu$ H
Kopplungsfaktor Transformator	0,9	-
Kopplungsfaktor Spule	-	0,7
Sekundärwiderstand $R_S$	6 k $\Omega$	2,2 k $\Omega$
Funkenbrennspannung	500 V	500 V
Ladezeit Zündspule	2,5 ms	35 $\mu$ s
maximale Hochspannung	35 kV	7 KV (pos. Maximum) 32 KV (neg.. Maximum)
Frequenz Wechselspannungsfunke	-	20 kHz
Funkendauer	2 ms	beliebig
Funkenenergie	30 mJ	beliebig
Elektrischer Wirkungsgrad	50 %	60%

Die Wechselspannungszündung vereinigt Vorteile der Spulenzündung und der Hochspannungs-Kondensator-Zündung [149]. Dadurch besteht die Möglichkeit, bei geringer Nebenschluss-empfindlichkeit einen beliebig langen kontinuierlichen Funken zu erzeugen, was sich auf die Entflammung magerer Gemische positiv auswirken kann. Vorteilhaft ist außerdem die relativ

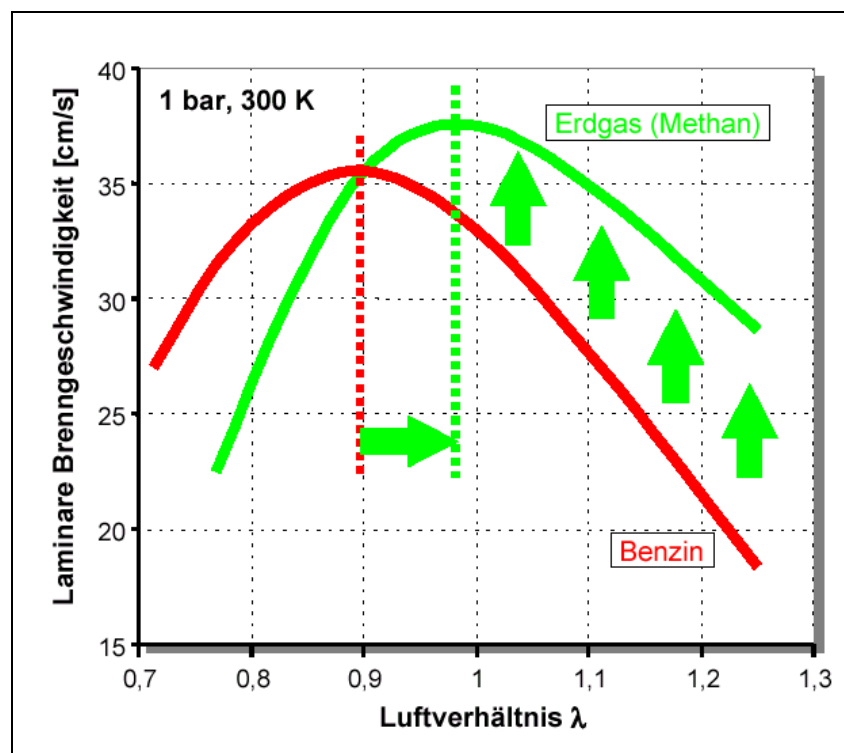
einfache Integration der Ionenstrommessung, da eine kontinuierliche Energiezufuhr, das empfindliche Messsystem nicht so starke Störungen auftreten, wie sie bei der konventionellen Spulenzündung häufig zu beobachten sind. Nachteilig ist auf jeden Fall die hohe Versorgungsspannung, die im Fahrzeugeinsatz ein Zusatznetzteil erforderlich macht. Die generellen Unterschiede zwischen einer konventionellen Spulenzündung und einer Wechselspannungszündanlage sind in der **Tabelle 9** zusammengefasst.



**Bild 5.23** Einfluss der Funkenenergie und der Funkenbrenndauer auf den spez. Kraftstoffverbrauch und die Laufunruhe im Erdgasbetrieb ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,50$ ) [150]

Aus **Bild 5.23** ist erkennbar, dass sich eine Erhöhung der zugeführten Energie bei der Verbrennung mit Luftüberschuss positiv auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch auswirkt. Aber es wird auch deutlich, dass es in Verbindung mit einer längeren Funkenbrenndauer möglich ist, die Verbrennung zu stabilisieren und Laufruhe zu verbessern. Dies wird in erster Linie darauf zurückgeführt, dass der Gemischzustand während des Funkenüberschlages nicht konstant ist (Luftverhältnis und Strömungsbedingungen an der Kerze).

Durch die Verlängerung der Funkenbrenndauer bei konstanter Energiezufuhr können solche Unterschiede quasi ausgeglichen werden, indem die Entflammung in einem „variablen“ Zeitfenster erfolgt, in dem zwischen den Elektroden die günstigsten Bedingungen vorherrschen. Dieses Zeitfenster darf aber nicht so groß sein, dass stark unterschiedliche Zündzeitpunkte entstehen, die wiederum zu Streuungen bei der Energieumsetzung führen.



**Bild 5.24** Unterschiede in der laminaren Brenngeschwindigkeit von Erdgas- und Benzin-Luftgemischen in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [123]

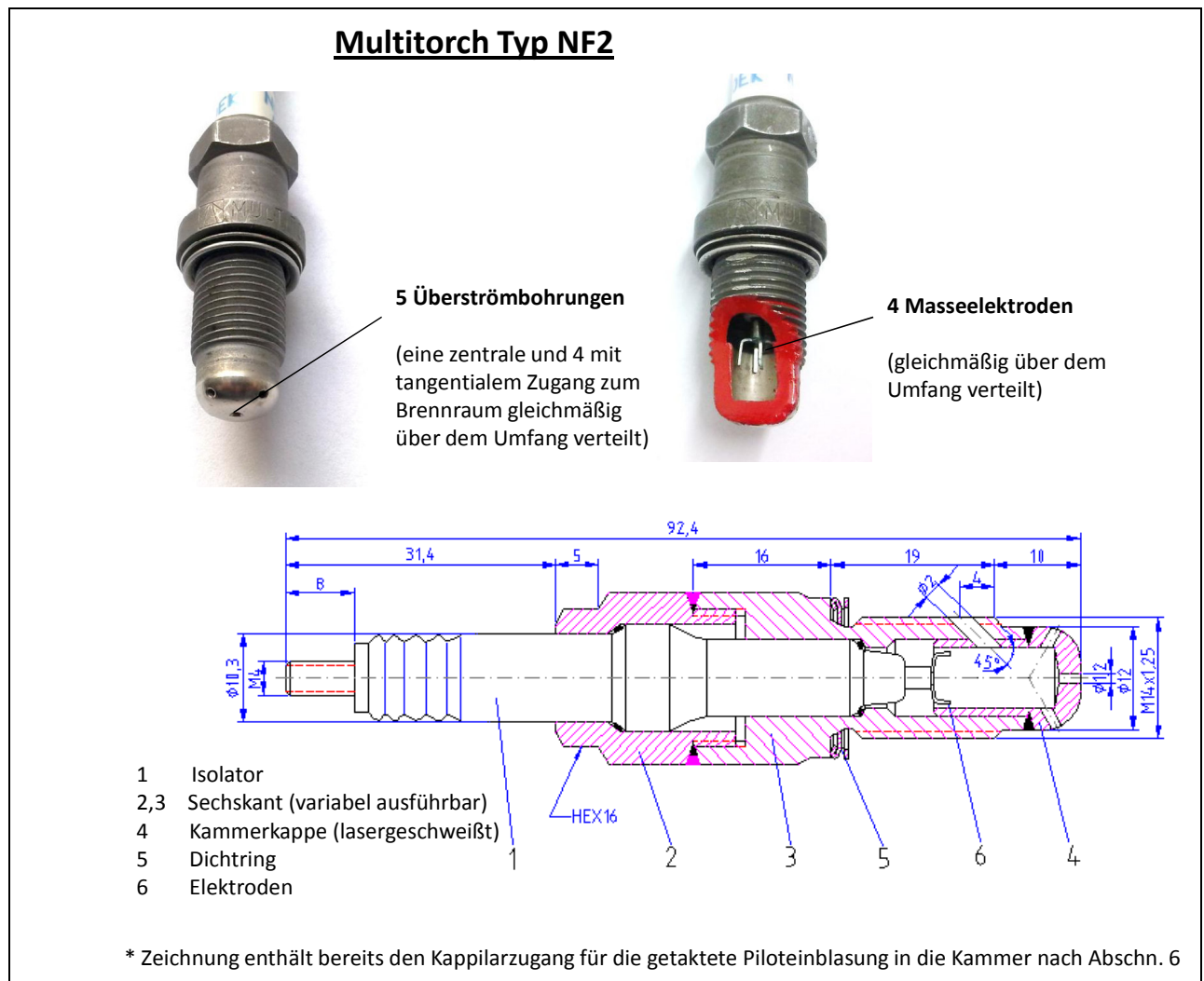
Im Gegensatz zu geschichteten direkteinspritzenden Benzinmotoren ist dieser Einfluss aber relativ gering, da im Gasgemisch zwar lokale Luftverhältnisunterschiede nicht ausgeschlossen werden können, die Unterschiede aufgrund des gasförmigen Kraftstoffes und der Betriebsweise als Saugmotor aber nicht so groß sind. Dies wird auch als Ursache dafür angesehen, dass mit



Einsatz der Wechselspannungszündanlage die Magerlaufgrenze bei Gasmotoren nicht entscheidend ausgeweitet werden kann. Das Erdgas-Luftgemisch unterliegt zwar im Bereich der Laufgrenzen ebenfalls zyklischen Schwankungen, aber im Gegensatz zum direkteinspritzenden Benzinmotor ist nicht von einer zeitlich sich stark verändernden Gemischqualität während der Zündungsphase im Bereich des Zündungsortes auszugehen. Die Stoffeigenschaften des Erdgases, wie z.B. der hohe Wasserstoffanteil, der bei Magerbetrieb eine höhere laminare Brenngeschwindigkeit bewirkt (**Bild 5.24**), ermöglicht die Erweiterung der Magerlaufgrenze gegenüber dem Benzinbetrieb. Die weitestgehend homogene Gemischaufbereitung bei Erdgasmotoren führt aber bei Erreichen der Brenngrenze zu schlagartigen Aussetzen der Verbrennung, die durch die von Benzinmotoren bekannten Maßnahmen, welche auf lokale Luftverhältnisunterschiede zielen, kaum beeinflusst werden können.

#### 5.3.4 Einfluss der Kammerkerzenzündung auf die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische

Als eine weitere Möglichkeit, die Entflammung im Brennraum zu verbessern, bietet sich der Einsatz einer Kammerkerze an [151]. Die eigentliche Zündung findet dabei in einer vom Hauptbrennraum getrennten Kammer statt. Dort baut sich nach der Zündung ein Überdruck auf, worauf über Bohrungen Fackelstrahlen in den Hauptbrennraum eintreten und dort zur Einleitung der Verbrennung führen. In stationären Gasmotoren kommt eine derartige Vorkammerfackelzündung bereits zum Einsatz. Im Rahmen der Untersuchungen zum Einfluss des Zündverfahrens auf die Entflammung magerer Erdgas-Luftgemische in Kfz-Verbrennungsmotoren wurde zunächst in einem Stichversuch geprüft, ob eine derartige Kammerkerze vom Typ Multitorch NF 2 auch Vorteile für die Entflammung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische besitzt. Allerdings musste man davon ausgehen, dass diese für hohe Standzeiten in Stationärmotoren ausgelegte Kammerkerze nicht optimal ist, um Verbesserungen bezüglich der Verbrennungsstabilität unter sehr mageren oder stark restgasverdünnten Gemischen zu erzielen, da die Elektrodenlage sehr weit zurückgezogen ist und somit nicht gewährleistet ist, dass sich in diesem Teil der Kammer ein zündfähiges Gemisch einstellt. Zum anderen erscheint die Kammer für die Entflammung unter schlechten Bedingungen aufgrund des hohen Wärmeentzuges durch die kammerbegrenzenden Bauteile eher nachteilig. **Bild 5.25** zeigt die verwendete Kammerkerze, wobei im Schnitt die Elektrodenbauform und -lage erkennbar ist.

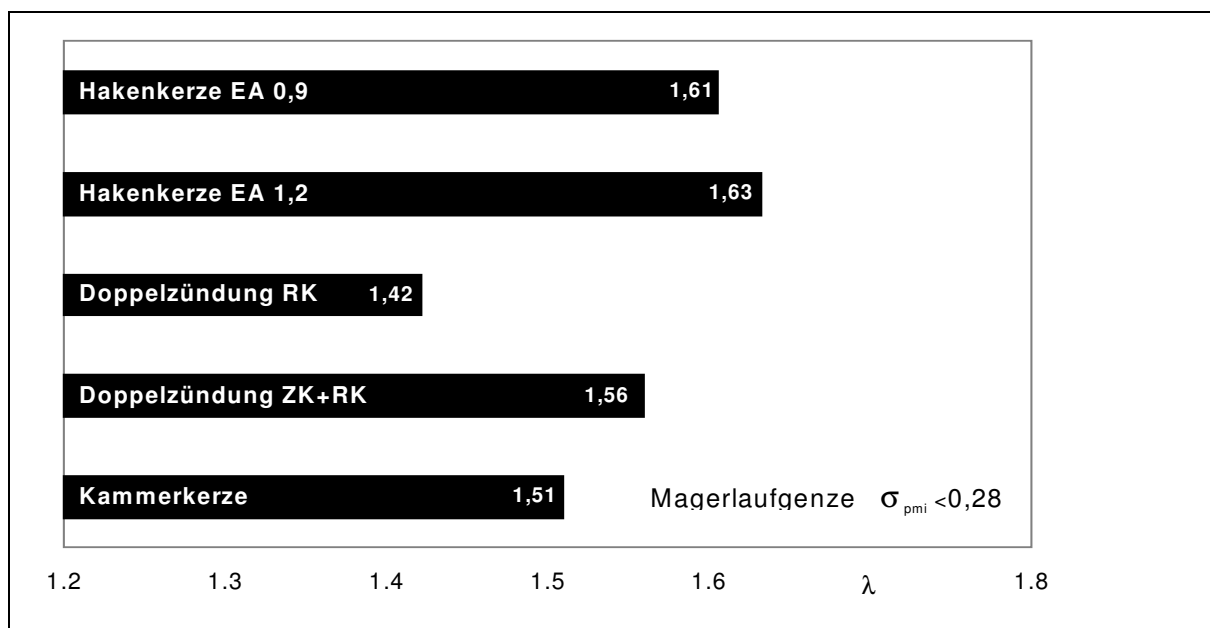


**Bild 5.25** Darstellung der Kammerkerze Multitorch NF2 mit Zusammenbauzeichnung

Vorteilhaft ist, dass mittels der Vorkammerkerze quasi eine „Entkoppelung“ der Entflammung und der eigentlichen Flammenausbreitung möglich ist. Dies erscheint, angesichts der vorangegangenen Untersuchungen zur Ladungsbewegung, als erfolgversprechende Maßnahme, um einerseits die Bedingungen während des Funkenüberschlages zu verbessern und andererseits mittels Ladungsbewegung die Flammenausbreitung positiv zu beeinflussen.

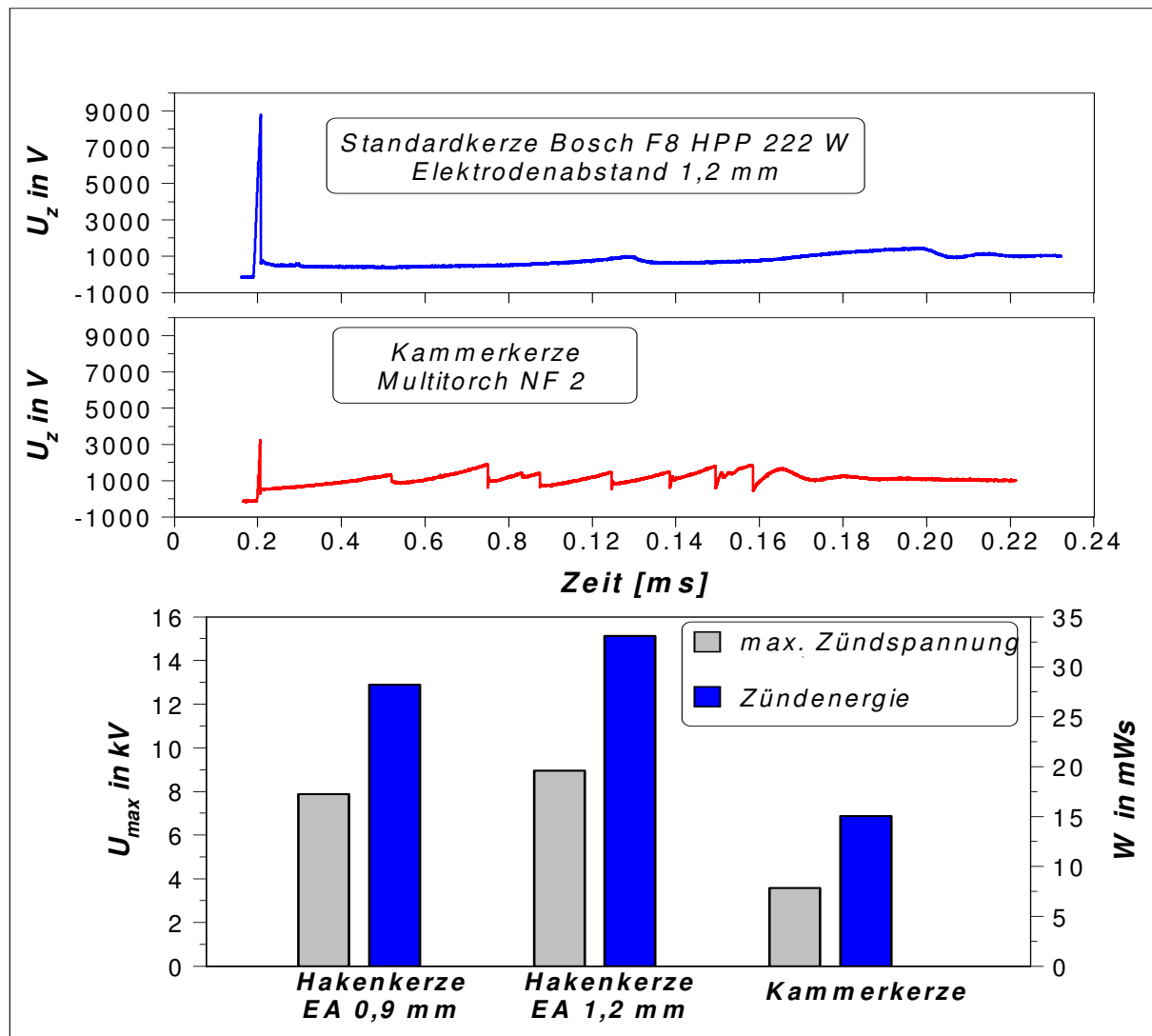
Aufgrund der Auslegung der verwendeten Kammerkerze Multitorch NF2 für Nennlast und hohe Standzeiten bei großen Stationärmotoren waren mit der einfachen Kammerkerze keine Verbesserungen der Stabilität des Brennverfahrens bei überstöchiometrischen Erdgas-Luftgemischen erzielbar, wie der Vergleich mit der konventionellen Hakenkerze im **Bild 5.26** bezüglich der Magerlaufgrenze zeigt. Zwar ist die gemessene Zündspannung der Vorkammerkerze im Vergleich mit den konventionellen Hakenkerzen wesentlich geringer, was aber in erster Linie auf die innerhalb der Kammer verwendeten sehr dünnen Masseelektroden mit

ihrem geringen Spannungsbedarf zurückgeführt wird. Der Zusammenhang zwischen Spannungsbedarf und der Stärke der Masselektroden ist bekannt. Je dünner die Elektroden umso geringer der Spannungsbedarf und normalerweise auch die Lebensdauer aufgrund des Abbrandes an den Elektroden. Bei der hier vorgestellten Kerze stellt der Abbrand kein lebensdauerbegrenzendes Problem dar, was auf die Besonderheiten der Zündung in der Kammer und auf einen hinsichtlich Abbrand und Erosion optimierten Elektrodenwerkstoff hindeutet.



**Bild 5.26** Vergleich der konventionelle Hakenkerze mit der Kammerkerze hinsichtlich der Magerlaufgrenze ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , Tumblesystem aktiviert) [118]

Der Spannungsverlauf im **Bild 5.27** zeigt deutlich, dass in der Kammer kein einzelner gleichmäßiger Funken vorhanden ist. Vielmehr sind mehrere Funkenüberschläge erkennbar (mehrfaches Ansteigen der Spannung und entsprechendes Zusammenbrechen beim Funkenüberschlag). Das wird zum einen auf die Konstruktion der Kerze mit den vier Elektrodenspitzen zurückgeführt. Zum anderen kann starke Ladungsbewegung in der Kammer, Inhomogenität des Gemisches und hoher Restgasanteil die Funkenbildung behindern und zum Funkenverlöschen führen. Dennoch zeigt die Zündung in der Kammer interessante Lösungsansätze, da es offensichtlich möglich ist, mit der Hälfte der Zündenergie noch annähernd das gleiche Ergebnis wie bei der Zündung mit der Hakenkerze zu erreichen. Die Optimierung der Zündung auf Basis der Kammerkerze wurde aus diesem Grund weiterverfolgt.



**Bild 5.27** Zündspannungsverlauf und max. Zündenergie bei Haken- und Kammerkerze  
(Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,50$ , Tumblesystem aktiviert) [118]

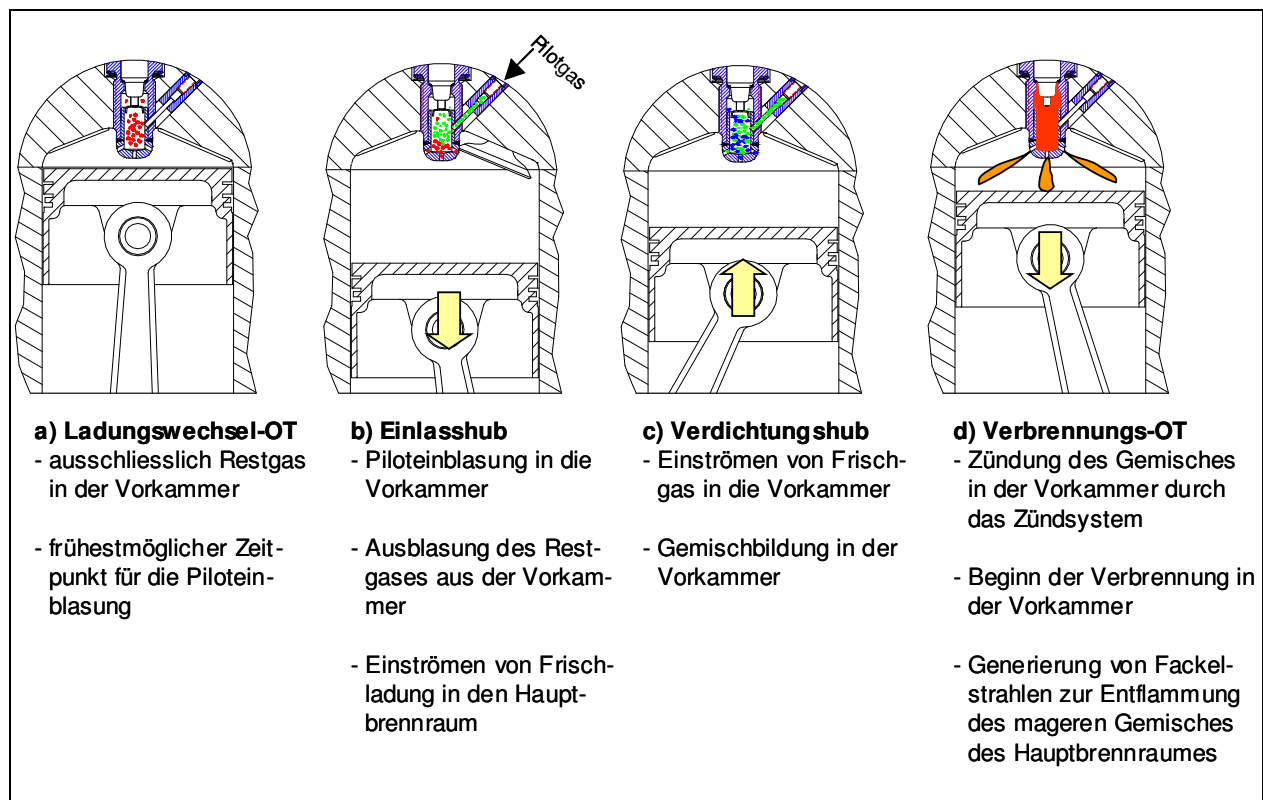
## **6. Einfluss einer getakteten Piloteinblasung von Erdgas in die Vorkammerzündkerze auf die Entflammung magerer Erdgas-Luftgemische im Brennraum**

### **6.1 Grundlagen und Schaffung der Voraussetzung zur Einblasung von Erdgas in die Vorkammerkerze**

Alle bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass es bei der Verbrennung überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische noch vor Erreichen der Zündgrenze, (Zündgrenzen sind druck- und temperaturabhängig, maximale Zündgrenze für Erdgas  $\lambda \approx 2,1$ ), zu einem schlagartigen Zusammenbrechen des Brennverfahrens kommt. Durch konventionelle Maßnahmen war es nur sehr schwer möglich, das Verfahren so zu beeinflussen, dass eine stabile Verbrennung bei einem Luftverhältnis von  $\lambda > 1,6$  möglich ist. Das ist aber nötig, um das geforderte niedrige Stickoxidniveau zur Erzielung der geltenden Abgasvorschriften, ohne aufwändige Stickoxidanachbehandlung zu erreichen.

Ebenso ist es erforderlich, für den Fahrzeugeinsatz einen aussetzerfreien Betrieb sicherzustellen. Ein Brennverfahren, das nicht durch eine allmähliche Zunahme der zyklischen Schwankungen bei Magerbetrieb gekennzeichnet ist, sondern durch das schlagartige Aussetzen bei geringsten Luftverhältnisänderungen, ist in diesem Zusammenhang nicht verwendbar, da beim Instationärbetrieb das Luftverhältnis nicht unter allen Umständen exakt eingestellt werden kann. Die Trennung von Entflammung in einer Vorkammer und Flammenausbreitung scheint aus diesem Grund eine geeignete Maßnahme zu sein, um einerseits während der Zündung gute Bedingungen zu schaffen und andererseits die Flammenausbreitung durch eine zielgerichtete Ladungsbewegung zu begünstigen. Ob dies ist mit entsprechenden Kammerkerzen möglich ist soll hier geklärt werden. Die zurzeit erhältlichen Kerzen weisen Nachteile für den überstöchiometrischen Betrieb auf, was zum einen die zurückgezogene Funkenlage, zum anderen auch die Spülung der Kammer betrifft. Aufgrund der Einleitung der Verbrennung in der Kammer befindet sich zum Verbrennungsende ausschließlich Restgas in der Kammer, das nur unzureichend während des Ladungswechsels über die kleinen Überströmbohrungen herausgespült wird. Eine zurückgezogene Funkenlage begünstigt die Entflammung und Flammenausbreitung in der Kammer, da sich die Flamme zielgerichtet vom Zündungsort in Richtung Überströmbohrungen ausbreiten kann. Störend wirkt sich bei einer derartigen Funkenlage der hohe Restgasanteil in diesem Kammerbereich aus und führt, nach den bisherigen Erkenntnissen (Abschn. 5.3) zu keiner Ausweitung der Laufgrenze zu höheren Luftverhältnissen.

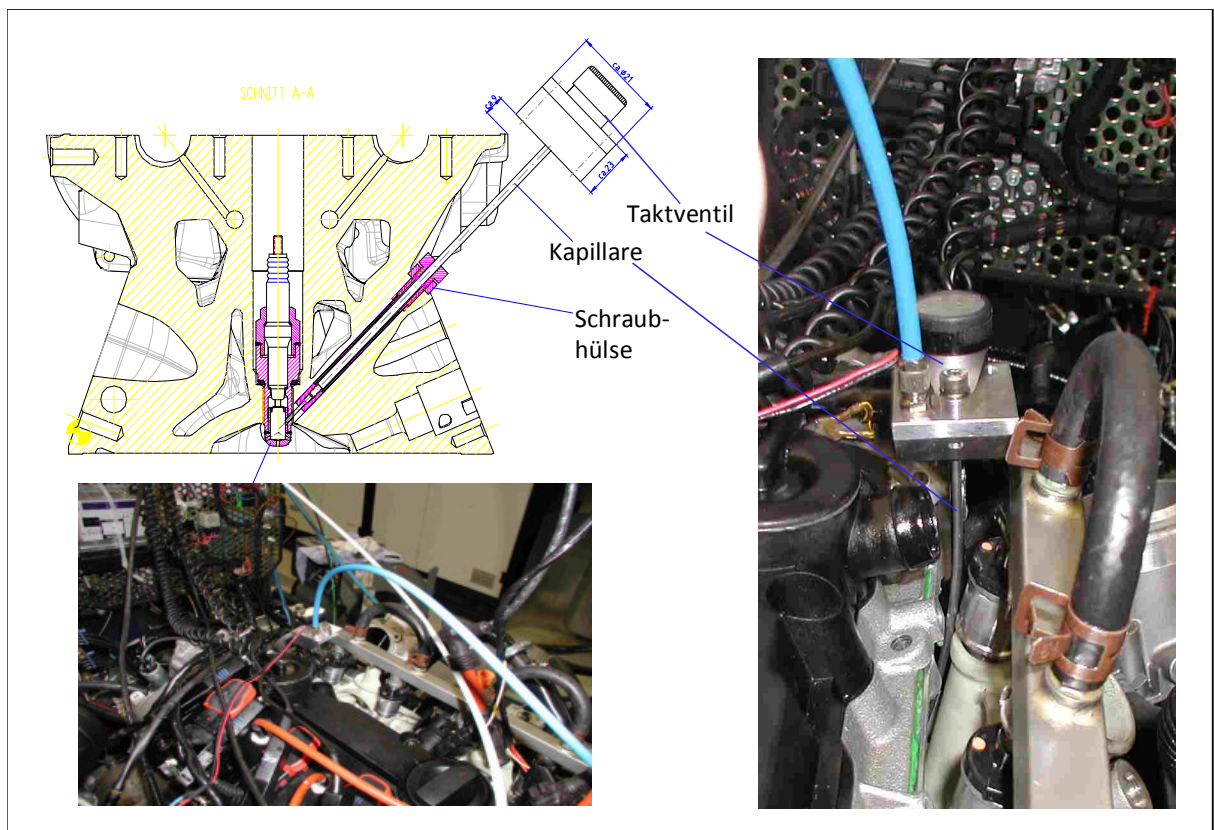
Bekannt ist, dass eine Spülung der Kammer bezüglich der Verfahrensstabilisierung Vorteile bieten kann [151]. Interessanter ist aber ein Lösungsansatz, der über eine einfache kontinuierliche Spülung der Kammer hinausgeht und eine bedarfsgerechte Zumengung in Form einer Pileoteinblasung [152] vorsieht. Dadurch besteht die Möglichkeit, sowohl im räumlichen Bereich der Zündung, aber auch zum richtigen Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch im bereitzustellen. Nach der Entflammung in der Kammer kann dann mit den Fackelstrahlen aus den Überströmbohrungen wirkungsvoll das homogen magere Hauptgemisch entflammt werden (**Bild 6.1**). Eine derartige bedarfsgerechte Zumengung könnte neben der Stabilisierung des Brennverfahrens in erster Linie auch eine Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen zur Folge haben, da nur ein verschwindend geringer Teil der im Brennraum vorhandenen Frischladung ein Luftverhältnis aufweist ( $\lambda \approx 1,1$ ), das für hohe  $\text{NO}_x$ -Emissionen bekannt ist. Die Entflammung in der Kammer könnte bei erfolgreicher Gemischbildung unter nahezu stöchiometrischen Bedingungen stattfinden. Die Entzündung des Hauptgemisches über die energiereichen Fackelstrahlen kann zur Verkürzung der Entflammungsphase im Hauptbrennraum und somit zur Verkürzung der Gesamtbrenndauer führen.



**Bild 6.1** Funktionsprinzip der Vorkammerzündkerze mit getakteter Pileoteinblasung von Erdgas in die Kammer [153]

Ein entsprechendes Verfahren für eine Vorkammer-Zündkerze mit Piloteinblasung ist in [153] beschrieben und wurde in einem Prüfstandsversuch auf seine Tauglichkeit untersucht. Dabei handelte es sich um eine „reine Serienkammerkerze“ für Großgasmotoren, die über eine nachträglich eingebrachte Kapillare getaktet, mit einer entsprechenden Piloteinblasmenge (Erdgas) versorgt wurde. Das bedeutet, dass analog zu direkteinblasenden Verfahren erst in der Kompressionsphase Erdgas in die Kammer eingebracht wird und keine kontinuierliche Spülung mit Erdgas erfolgt.

Hierfür wurde in Zusammenarbeit mit dem Hersteller der Kammerkerzen die im **Bild 6.2** gezeigte Lösung geschaffen, die auch ein entsprechendes schnellschaltendes Taktventiles enthielt.



**Bild 6.2** Konstruktive Ausführung der Kammerkerze mit Erdgas-Piloteinblasung und Taktventil am Zylinder 4 des Vollmotors

Es ist zu erkennen, dass diese Lösung nur zum Experimentieren geeignet ist. In Ermangelung eines Einzylinder-Versuchstriebwerkes erfolgte die Ausrüstung eines Zylinders des 4-Zylinder-Vollmotors. Nachfolgende Untersuchungen wurden an diesem Zylinder, bei entsprechender Abschaltung (verschlossene Kanäle, keine Einblasung und Zündung) der restlichen Zylinder auf dem Motorenprüfstand durchgeführt.

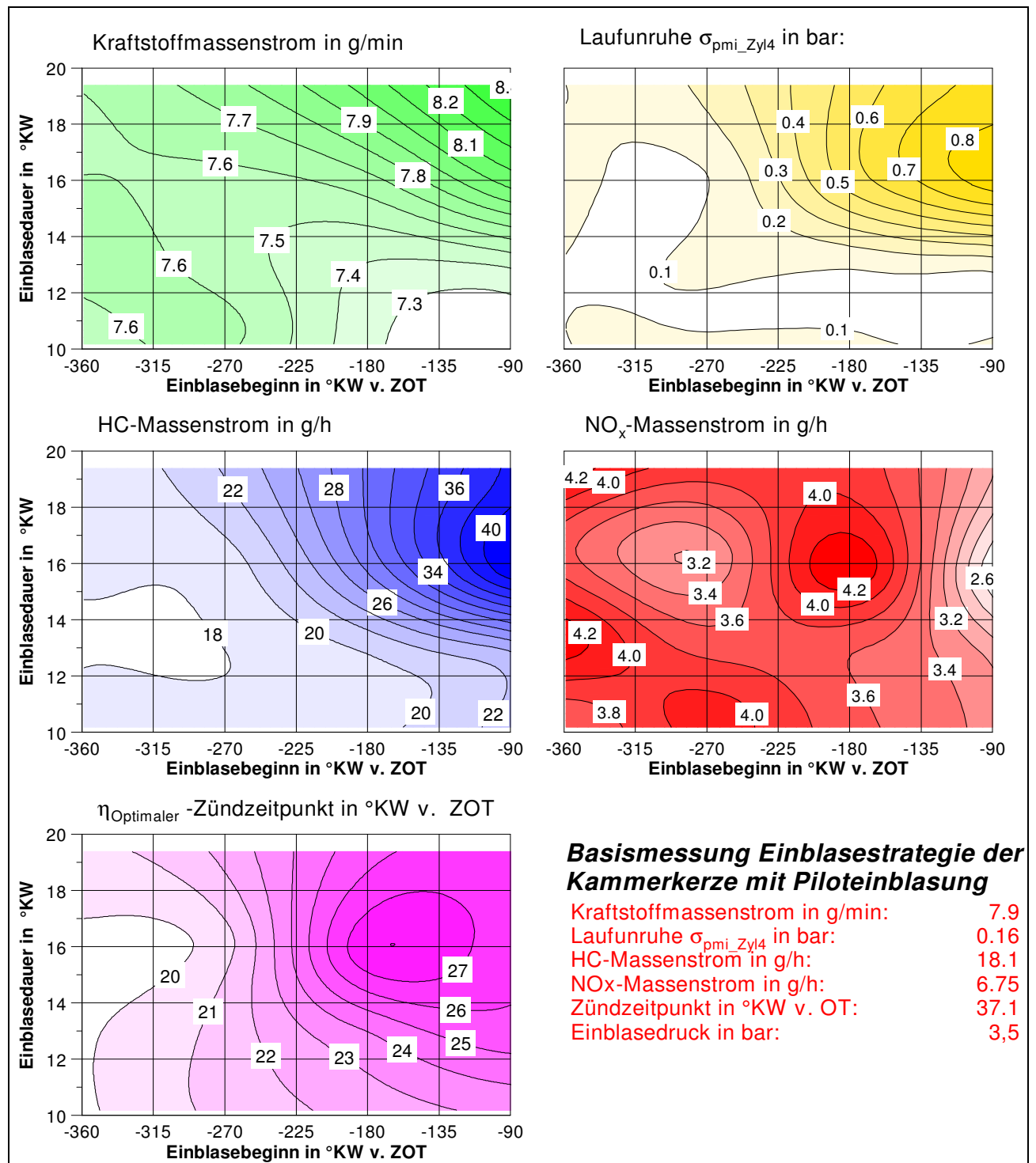


## 6.2 Untersuchungen mit getakteter Piloteinblasung in die Kammerzündkerze

Die Schwierigkeit für die ersten Untersuchungen mit Piloteinblasung in die Kammer bestand in der exakten Bemessung der Pilotgasmenge. Dies betraf sowohl die einzublasende Menge, als auch den Zeitpunkt der Einblasung. Die Idee, das Luftverhältnis an der Zündkerze über eine Ionenstrommessung zu ermitteln, konnte in dieser Entwicklungsphase aufgrund der zeitlichen Abfolge der Untersuchungen noch nicht umgesetzt werden.

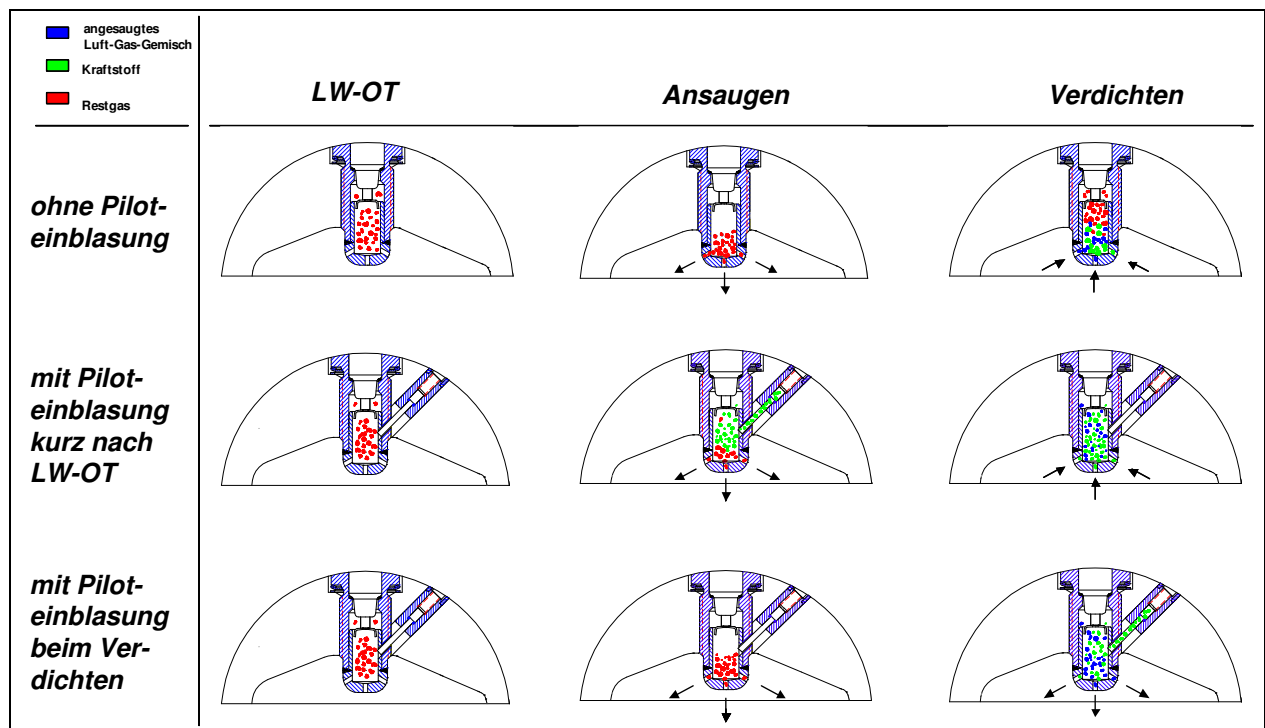
Aus diesem Grund erfolgte zu Beginn der Messungen, bei einem Gesamtluftverhältnis von  $\lambda = 1,45$  eine Variation des Einblasezeitpunktes und der Einblasedauer. Dieses Luftverhältnis wurde gewählt, da eine ausreichende Verfahrensstabilität mit der „normalen“ Kammerkerze in diesem Bereich noch gewährleistet ist, und somit es möglich war, die Auswirkungen der Variationen zu ermitteln. Aus **Bild 6.3** ist erkennbar, dass anhand der Laufunruhe in Verbindung mit den Verbrauchs- und HC-Emissionswerten zwei bevorzugte Arten der Einblasung ermittelt werden konnten. Dabei handelt es sich einmal um eine Einblasung im Ladungswechsel des Motors mit entsprechenden Spülverlusten in den Hauptbrennraum, d.h. Einblasebeginn im Ladungswechsel-OT und einer Einblasedauer von  $16^\circ$  KW. Zum anderen bietet sich die Einblasung in der Kompressionsphase zu einem relativ späten Zeitpunkt (Einblasebeginn bei  $90^\circ$  KW vor Zünd-OT) an, mit relativ kurzer Einblasdauer ( $10^\circ$  KW Einblasedauer), da in der Kompression kaum noch Spülverluste in den Hauptbrennraum auftreten und es somit sehr schnell zu einer Überfettung in der Kammer kommt.

Der Einblasedruck wurde für die Versuche bei 3,5 bar konstant gehalten, und vom serienmäßigen Druckregler für das Saugrohreinspritzungssystem geregelt. Versuche mit einem wesentlich höheren Druck für die Piloteinblasung, waren nicht erfolgversprechend, da die Gemischbildung in der Kammer erschwert wurde (Dosierung durch das Taktventil). Prinzipiell stehen bei einem erdgasgetriebenen Fahrzeug auch wesentlich höhere Drücke aus dem Tanksystem zur Verfügung. Da der Druckregler aber funktionsbedingt eine gewisse Druckdifferenz benötigt, geht der Trend generell in Richtung niedriger Einblasedrücke. Dies führt zur Verbesserung der Reichweite von erdgasgetriebenen Fahrzeugen, da die Druckflaschen bis zu einem niedrigeren Druckniveau entleert werden können.



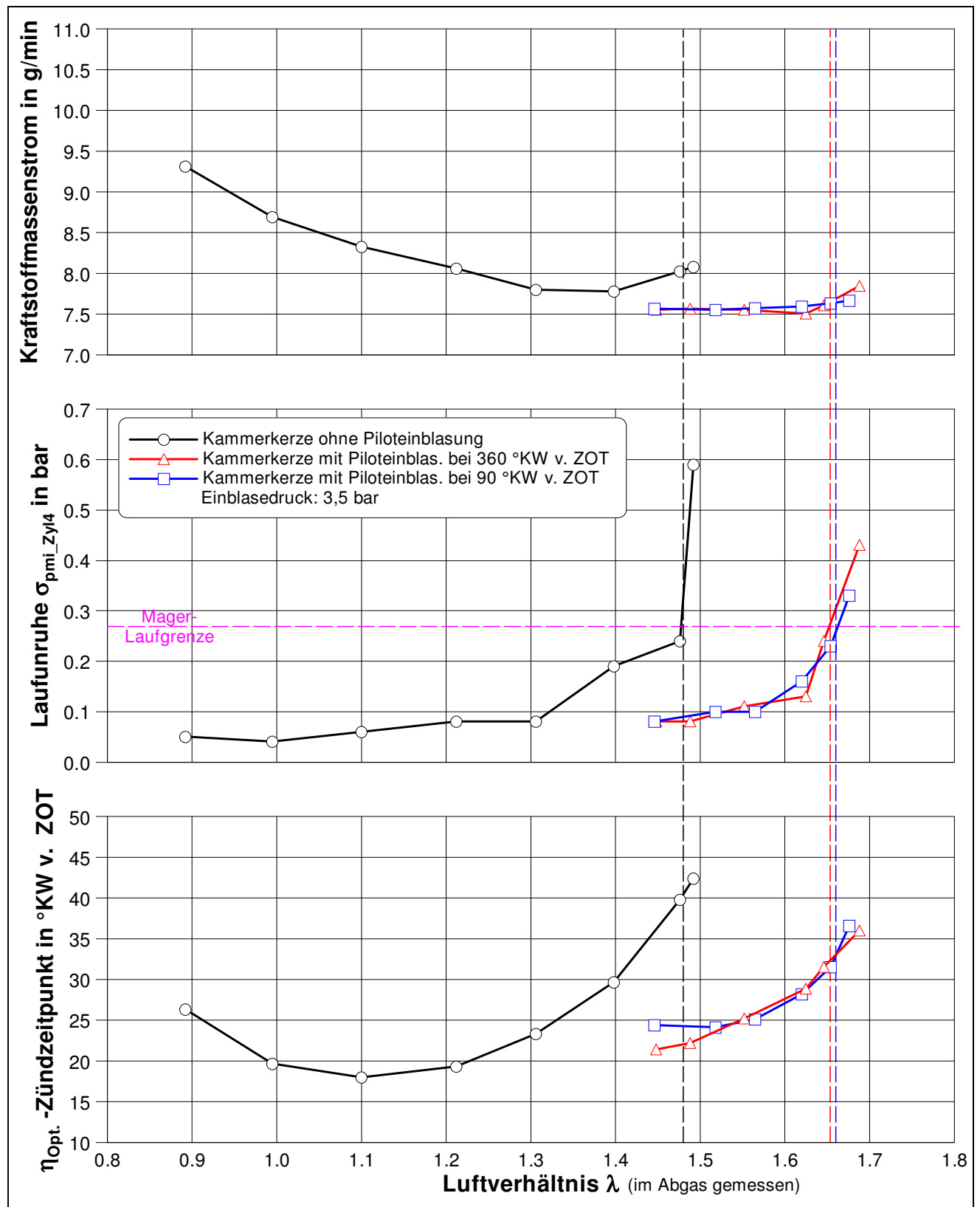
**Bild 6.3** Untersuchungen zur Einblasestrategie für die Piloteinblasung in die Kammerkerze  
(Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,45$ )

Aus **Bild 6.4** ist ersichtlich, wie sich die Verhältnisse in der Kammerkerze im Elektrodenbereich bei den unterschiedlichen Einblasestrategien (theoretische Betrachtung) darstellen. Aus den gemachten Voruntersuchungen können keine eindeutigen Schlussfolgerungen bezüglich der günstigsten Einblasestrategie getroffen werden. Aus diesem Grund wurden auch die oben genannten zwei Einblasezeitpunkte (Ladungswechsel und in der Kompression) hinsichtlich der Erweiterung der Magerlaufgrenze untersucht.

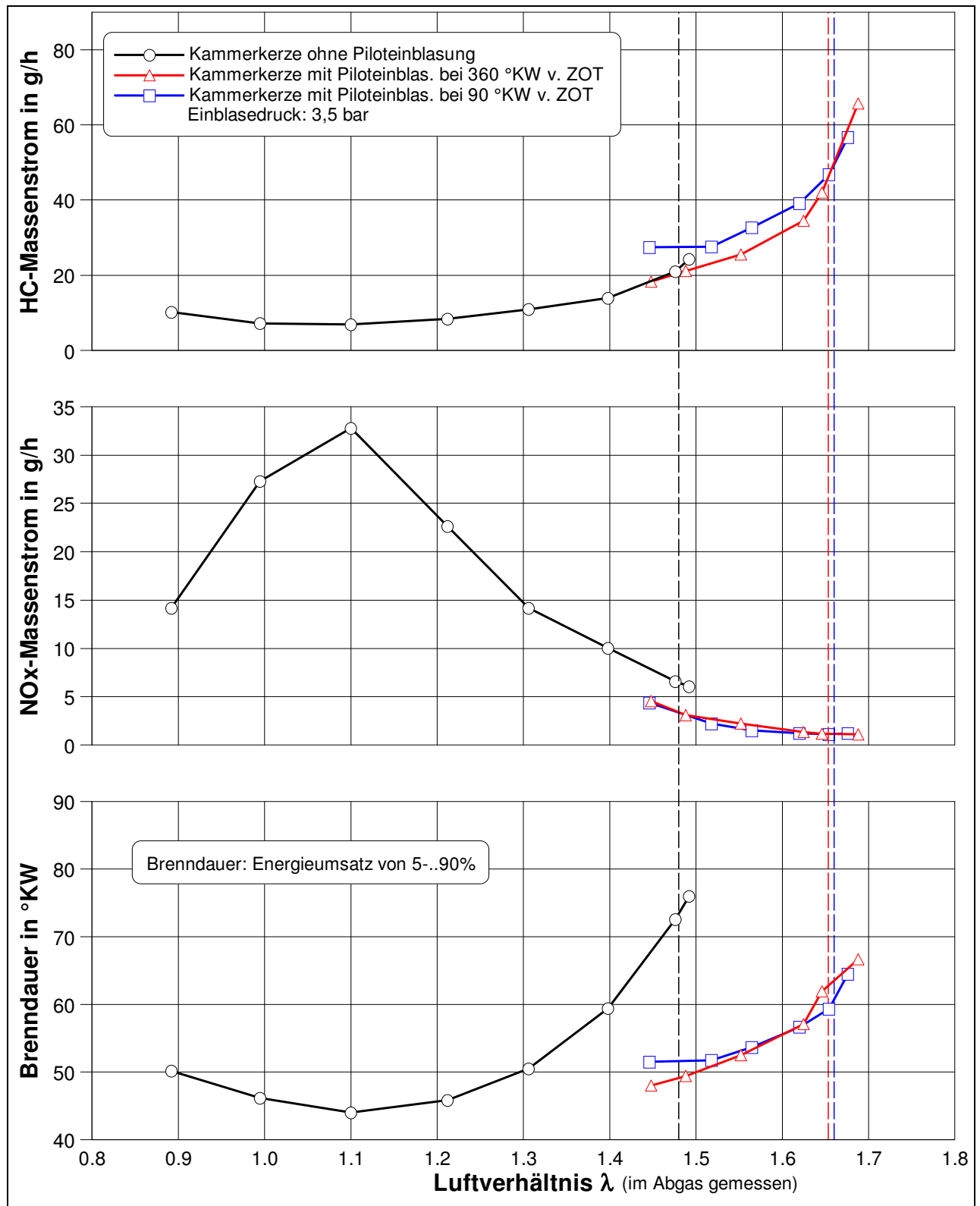


**Bild 6.4** Schematische Darstellung der Gemischzusammensetzung in der Kammer

Aus den **Bildern 6.5 und 6.6** ist zu erkennen, dass generell mit der Einblasung die Möglichkeit besteht die Magerlaufgrenze zu erweitern. Interessant hierbei ist die Tatsache, dass die Erweiterung der Magerlaufgrenze ohne Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen erfolgt, was die theoretischen Überlegungen bestätigt. Bezüglich des  $\text{NO}_x/\text{CO}_2$  – Zielkonfliktes scheint die Variante Kammerkerze mit Piloteinblasung ein Lösungsansatz zu sein. Sie unterscheidet sich von den bisher untersuchten Maßnahmen darin, dass eine Verbrauchsreduzierung zur gleichzeitigen Absenkung der Stickoxidemissionen führt. Die hier vorgestellte Lösung, obwohl weder von der Geometrie noch von der Einblasestrategie her optimiert, bringt somit gute Voraussetzungen zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei mager betriebenen Erdgasmotoren, und wird aus diesem Grund weiterverfolgt.



**Bild 6.5** Einfluss der Piloteinblasung in eine Kammerkerze auf den Kraftstoffverbrauch und die Laufunruhe bei zunehmender Abmagerung des Erdgas-Luft-Gemisches (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ )



**Bild 6.6** Einfluss der Piloteinblasung in die Kammerkerze auf die Emissionen und die Brenndauer bei zunehmender Abmagerung des Erdgas-Luft-Gemisches  
(Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ )

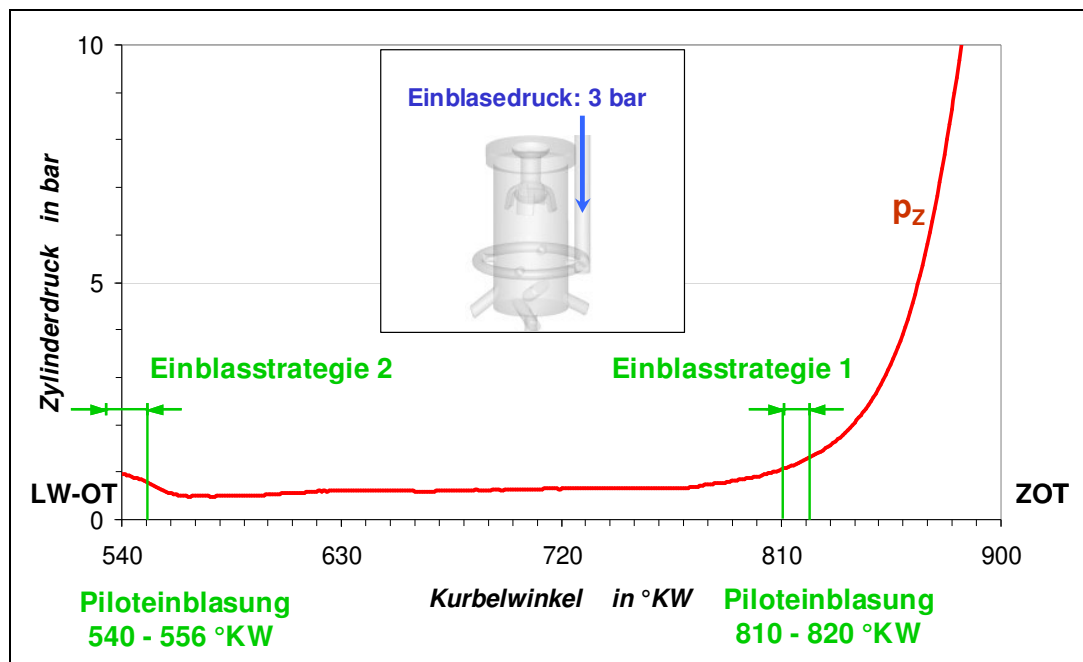
### 6.3 Optimierung der Gemischbildung in der Kammer mit Hilfe der 3-D-Simulation

Für die Gemischbildung in der Kammer steht in Abhängigkeit vom Einblasezeitpunkt nur ein sehr kurzer Zeitraum zur Verfügung. Neben dem in der Kammer befindlichen Restgas muss bei der Dosierung der Pilotgasmenge über das Taktventil auch das über die Überströmbohrungen eintretende mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum berücksichtigt werden. Durch die bedarfsgerechte Zumengung des Kraftstoffes ist aber die Möglichkeit gegeben, in der Kammer stets ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen.

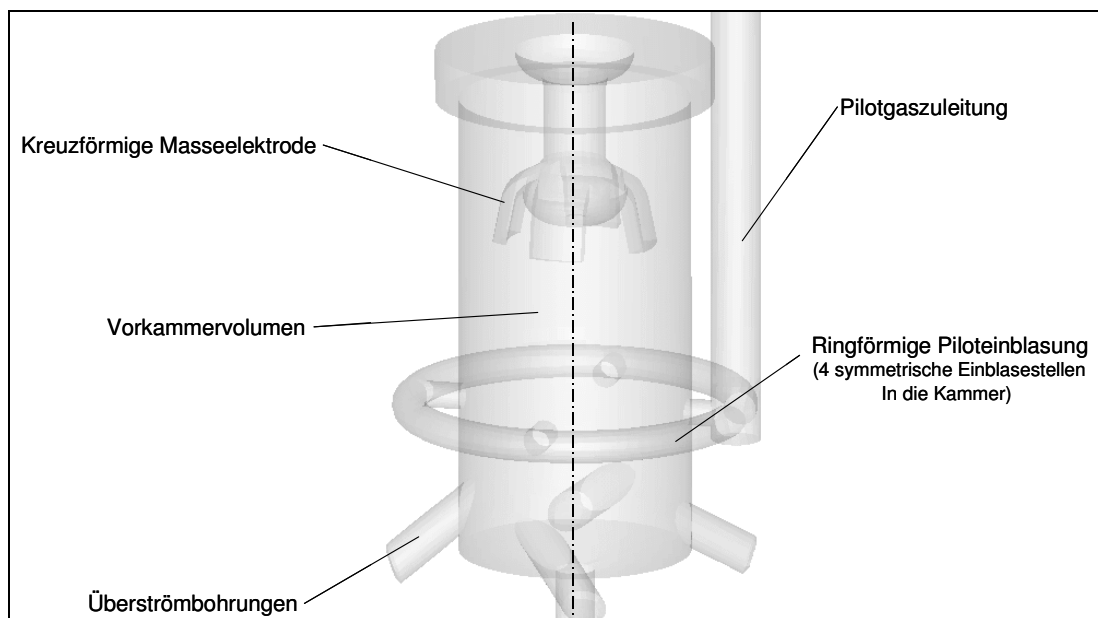
Um eine Ausweitung der Magerlaufgrenze zu erzielen, muss sowohl eine geeignete Einblasestrategie gefunden, als auch die Gemischbildung innerhalb der Kammer untersucht werden. Es muss zum einen eine wirkungsvolle Ausspülung des Restgases erfolgen, zum anderen besteht die Notwendigkeit, die Gemischbildung so zu optimieren, dass sich in der Kammer über einen möglichst langen Zeitraum ein homogenes Gemisch mit hoher Zündwilligkeit bildet. Das war Ziel der durchgeführten CFD-Berechnungen, wobei Einblasevarianten (Timing) sowie geometrische Veränderungen an der Kammergeometrie untersucht wurden.

Als Ausgangsbasis für die Rechnungen wurde ein Einblasedruck von 3 bar gewählt, der vom seriennahen Druckregler auch für die Saugrohrinjektoren zur Verfügung gestellt wird. Die Betrachtungen erfolgten für die im Vorfeld ermittelten Einblasezeitpunkte (siehe **Bild 6.7**), wobei es sich zum einen um eine Einblasung, beginnend im oberen Totpunkt des Ladungswechsels, und zum anderen um eine Einblasung während der Kompressionsphase (90° KW vor Zünd-OT) handelt.

Neben der Variation der Einblasung (Dauer und Menge des Erdgases über das Pilotventil) sind Geometrieänderungen an der Vorkammer (**Bild 6.8**) möglich. Es erfolgten zunächst einfache geometrische Veränderungen, so im Bereich der Überströmkanäle, Variationen hinsichtlich der Anzahl der Bohrungen, sowie im Design der Kammer an sich (**Tabelle 10**). Alle Geometrieänderungen unterlagen der Randbedingung, dass sich die vorgeschlagenen Änderungen an der bereits ausgeführten Hardware mit relativ geringem Aufwand umsetzen lassen.



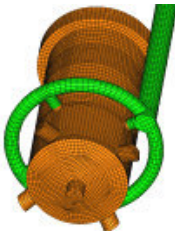
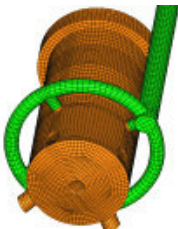
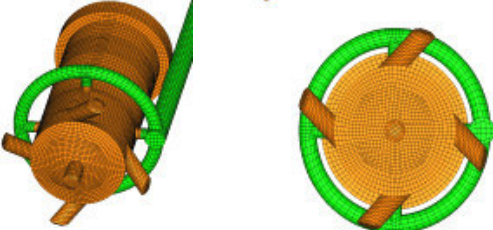
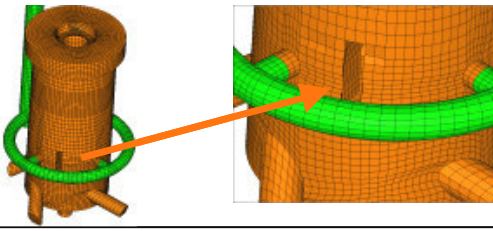
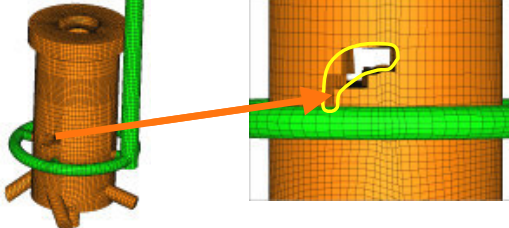
**Bild 6.7** Strategien für die Piloteinblasung (Randbedingungen für die CFD-Berechnung) [145]



**Bild 6.8** Schematische Darstellung der Vorkammer mit Elektroden, Piloteinblasung und Überströmbohrungen nach [145]



**Tabelle 10** Übersicht über die Geometrievarianten für die CFD-Berechnungen der Gemischbildung in der Kammer

	Schematische Darstellung	Merkmale
<b>Geometrie 1</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- fünf radiale Überströmbohrungen in den Brennraum</li> <li>- symmetrische Anordnung der Überströmbohrungen</li> </ul>
<b>Geometrie 2</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- zwei radiale Überströmbohrungen in den Brennraum</li> <li>- asymmetrische Anordnung der Überströmbohrungen</li> </ul>
<b>Geometrie 3</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- fünf tangentielle Überströmbohrungen in den Brennraum</li> <li>- symmetrische Anordnung der Überströmbohrungen</li> </ul>
<b>Geometrie 4</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- fünf tangentielle Überströmbohrungen in den Brennraum</li> <li>- symmetrische Anordnung der Überströmbohrungen</li> <li>- Strömungsabrissskante zur Ablenkung der radialen Strömung</li> </ul>
<b>Geometrie 5</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- fünf tangentielle Überströmbohrungen in den Brennraum</li> <li>- symmetrische Anordnung der Überströmbohrungen</li> <li>- Strömungsabrissskante zur Ablenkung der nach oben gerichteten Strömung</li> </ul>

Auf Änderungen der Lage der Gaszuführung der Piloteinblasung und der Elektrodenlage und – form wurde in dieser ersten Berechnungsphase verzichtet, da eine kostengünstige Umsetzung durch den Kerzenhersteller und der notwendige Vergleich mit den Ergebnissen vom Motorenprüfstand sonst nicht möglich wären. Der Hersteller der Kerzen war zu diesem Zeitpunkt noch nicht in der Lage, die Keramiken für die Kerzen selbst zu fertigen und musste somit auf Basiskerzen verschiedener Hersteller zurückgreifen musste. Die Optimierung der

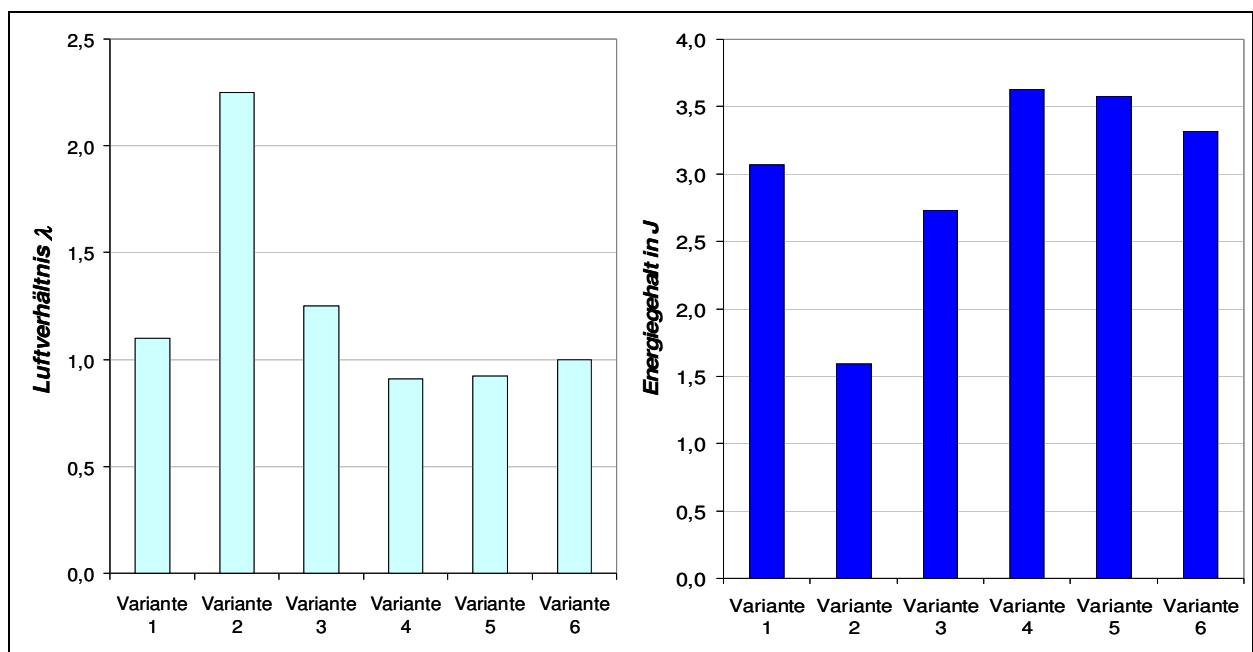
Masseelektroden sowie der Geometrie der Einblasebohrungen in die Kammer werden allerdings als notwendig angesehen und sollten bei der fortschreitenden Entwicklung des Brennverfahrens mit berücksichtigt werden.

In der **Tabelle 11** wird ein Überblick über die durchgeführten CFD-Rechnungen gegeben, aus dem der Einblasebeginn, die Einblasedauer sowie die jeweilige Kammergeometrie, hervorgehen.

**Tabelle 11** Übersicht über die CFD-Berechnungen der Gemischbildung in der Kammer

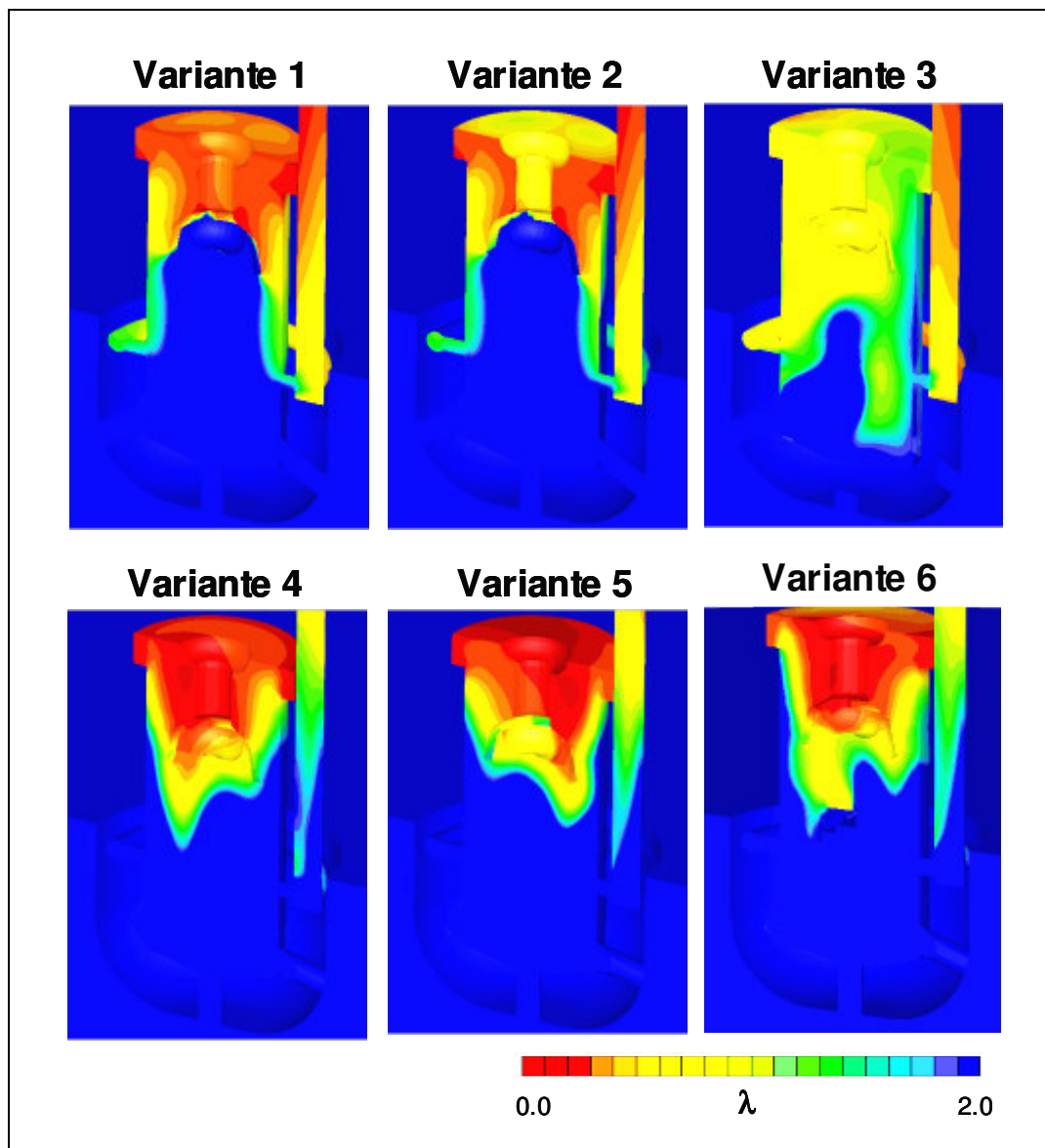
	Einblasezeitpunkt	Einblasedauer	Kammergeometrie
Variante 1	90 °KW vor ZOT	10° KW	Geometrie 1
Variante 2	360 °KW vor ZOT	16° KW	Geometrie 1
Variante 3	90 °KW vor ZOT	10° KW	Geometrie 2
Variante 4	90 °KW vor ZOT	10° KW	Geometrie 3
Variante 5	90 °KW vor ZOT	10° KW	Geometrie 4
Variante 6	90 °KW vor ZOT	10° KW	Geometrie 5

Die durchgeführten CFD-Berechnungen haben gezeigt, dass das mittlere Luftverhältnis in der Vorkammer der Kerze vom Einblasetiming und weniger von der Kammergeometrie beeinflusst wird (**Bild 6.9**).



**Bild 6.9** Ergebnisse der Simulation für das Luftverhältnis und den Energiegehalt in der Kammerkerze in Abhängigkeit von der Geometrie, Einblasezeitpunkt und –dauer

Wichtig ist aber nicht nur das Luftverhältnis, sondern auch die Verteilung von Frisch-, Pilot- und Restgas in der Kammer. Um eine zielgerichtete Ausbildung der ersten Verbrennungsphase hin zu den Überströmbohrungen zu erzielen, befinden sich die Elektroden im oberen, brennraumfernen Bereich der Kammer. Während der Kompressionsphase wird das in der Kammer vorhandene Restgas zusammen mit dem Pilotgas nach oben gedrückt und kann sich, wie die Berechnungen gezeigt haben, nur unzureichend mit dem sauerstoffreichen Gemisch aus dem Hauptbrennraum durchmischen. Dies führt zum Zeitpunkt der Zündungseinleitung zu einer ausgeprägten Schichtung innerhalb der Kammer, wie die Luftverhältnisverteilung zum Zündzeitpunkt (**Bild 6.10**) zeigt.



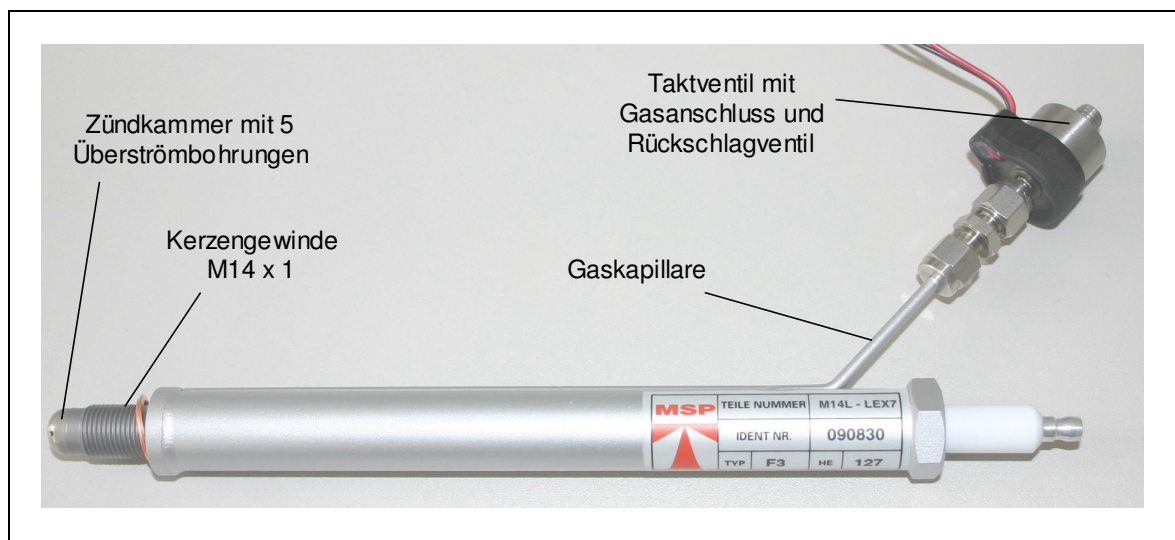
**Bild 6.10** Luftverhältnisverteilung in der Kammer bei Piloteinblasung für die verschiedenen Varianten nach Tabelle 11 zum Zündzeitpunkt (20° KW v. ZOT)

Beeinflusst wird die Luftverhältnisverteilung in der Kammer nicht so stark von dem Zeitpunkt der Piloteinblasung, sondern in erster Linie vom Strömungsprofil innerhalb der Kammer. Die für eine homogene Luftverhältnisverteilung in der Kammer notwendigen Geometrieänderungen können aber nur einen Kompromiss in der Gestaltung der Überströmbohrungen darstellen. Zurzeit sind die Überströmbohrungen auf die Entflammung des Hauptbrennraumes durch die Fackelstrahlen ausgelegt. Mit der zusätzlichen Piloteinblasung in die Kammer entsteht ein Zielkonflikt für die Geometrie der Überströmbohrungen bezüglich der Gemischbildung in der Kammer und andererseits hinsichtlich der optimalen Entflammung des Gemisches im Hauptbrennraum durch Übertreten der Fackelstrahlen. Mögliche Lösungsansätze zur Verbesserung der Gemischbildung in der Kammer sind neben Veränderungen im Bereich der Überströmbohrungen auch Maßnahmen zur Geometrieänderung der Pilotgaseinleitung, woraus sich wiederum neu zu definierende Einblasestrategien ergeben.

## 6.4 Untersuchungen am Motor mit Gemischbildung in der Kammerkerze

Parallel zur dreidimensionalen Berechnung erfolgte die Entwicklung einer neuen Variante der Kammerkerze mit veränderter Piloteinblasung, in deren Entwicklung die Erfahrungen aus den bisherigen Untersuchungen am Motor und der Simulation eingeflossen sind. So erfüllt diese Konstruktion bereits die Forderung nach einer leichten Montierbarkeit in den Zylinderkopf durch Integration des Einblasekanals in den Kerzenkörper. Die Erkenntnisse bezüglich der Gemischbildung in der Kammer aus der dreidimensionalen Rechnung konnten aufgrund von Fertigungsrestriktionen bei der damals vorhandenen Grundgeometrie noch nicht vollständig in die Konstruktion der Vorkammerkerze einfließen, so dass die geschaffene Variante in erster Linie zur Validierung der Berechnungsergebnisse diente. Die Kammerkerze vom Typ Multitorch F3 (dargestellt im **Bild 6.11** und als Schnittzeichnung im **Bild 6.12**) verfügte über folgende Merkmale:

- Bedarfsgerechte, zyklussynchrone Zumengung des Pilotkraftstoffes
- ringförmige Einblasung des Zusatzkraftstoffes zur gleichmäßigen Verteilung in der Kammer
- tangentielle Überströmbohrungen für eine gute Gemischaufbereitung in der Kammer
- Taktventil mit integriertem Rückschlagventil zur Abdichtung gegen den Verbrennungsdruck
- kleines Kammervolumen für niedrigste  $\text{NO}_x$ -Emissionen
- Montage in der Zündkerzenbohrung, ohne Modifikationen am Zylinderkopf möglich



**Bild 6.11** Kammerkerze mit Piloteinblasung, inklusive Taktventil (Multitorch Typ F3 [145])

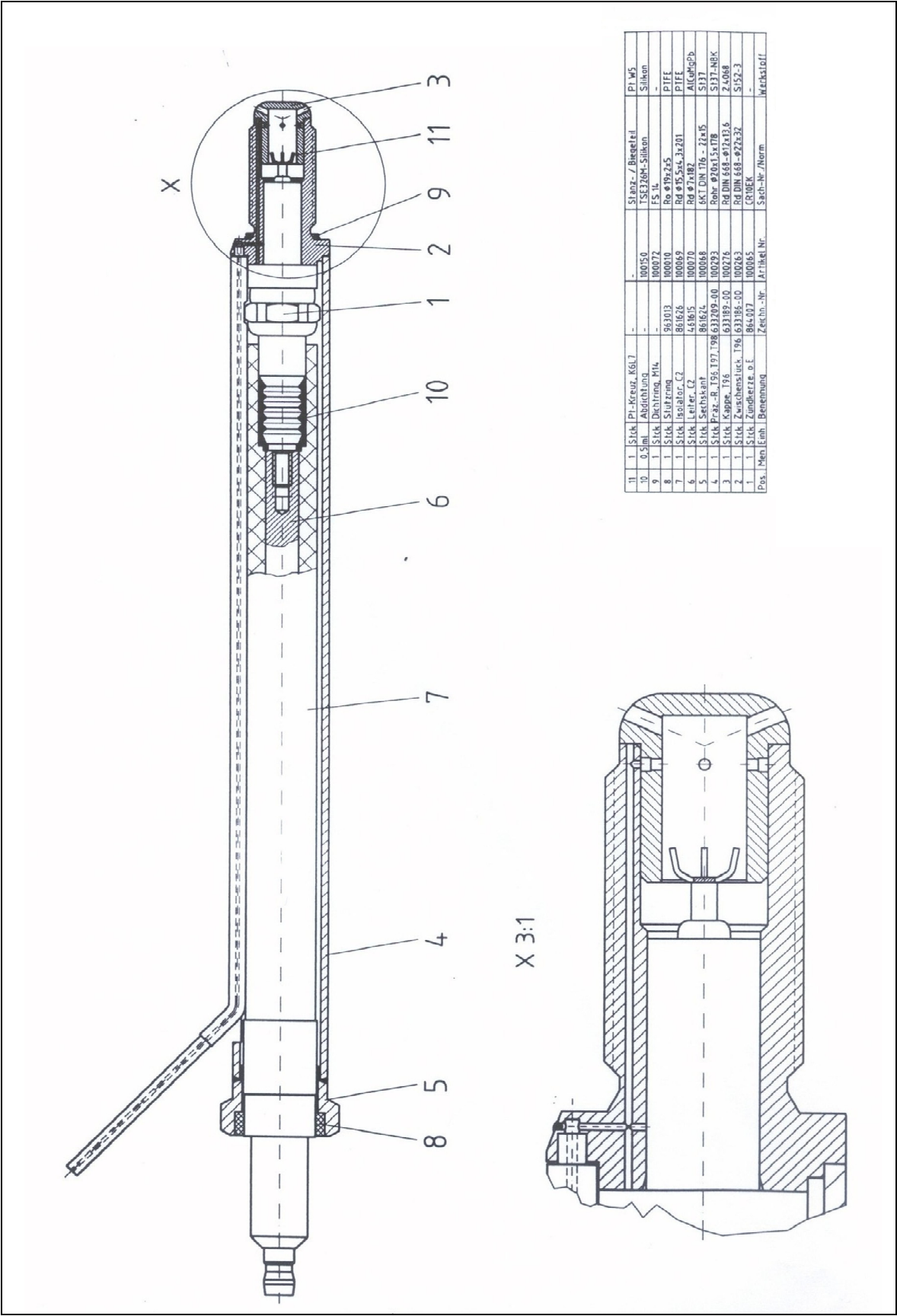


Bild 6.12 Zusammenbauzeichnung Kammerkerze mit Piloteinblasung (Multitorch Typ F3)



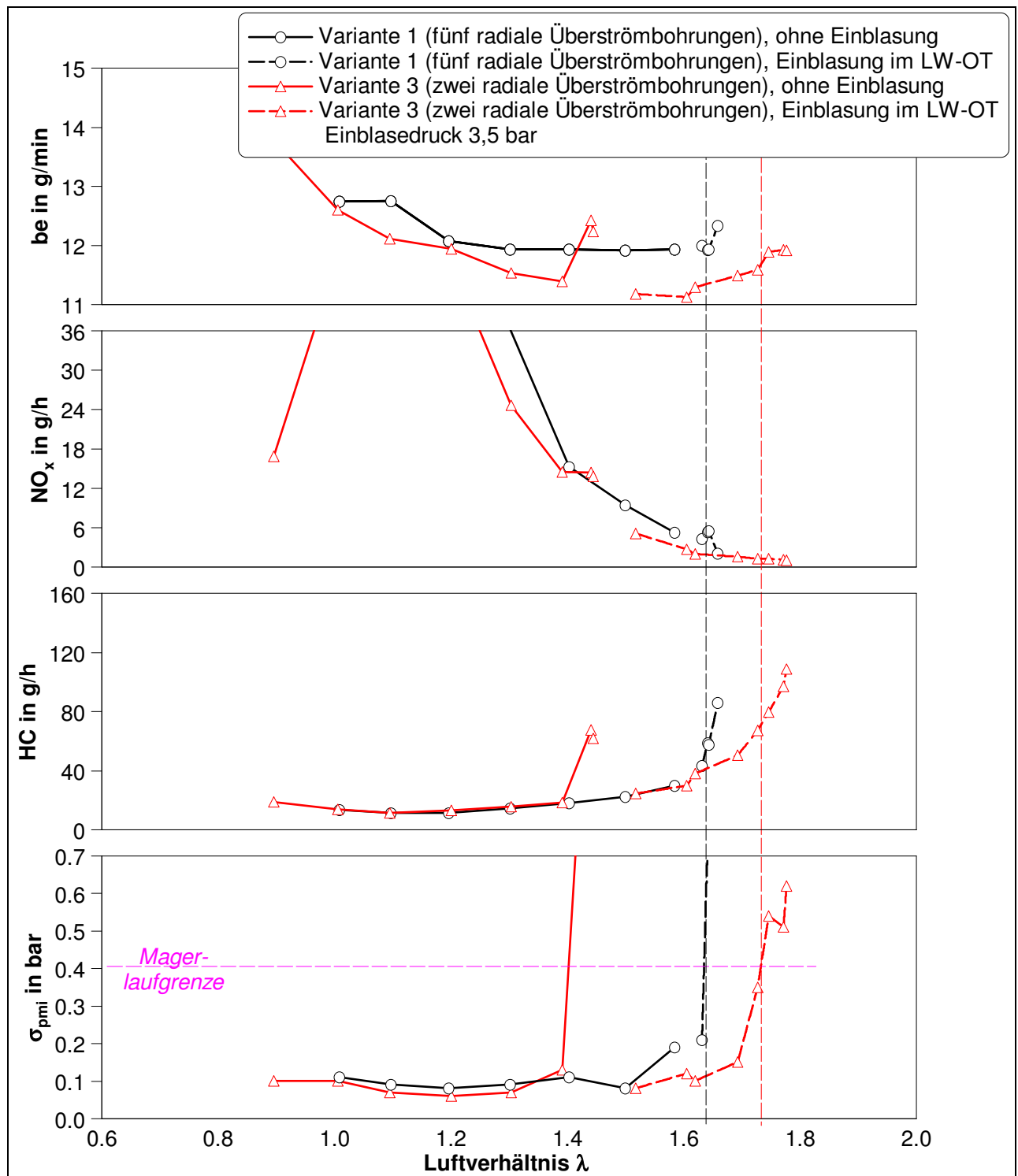
Die Motoruntersuchungen (**Bild 6.13**) bestätigten die Ergebnisse der dreidimensionalen Simulation, wonach ein asymmetrisches Einströmen des Frischgemisches, über die Überströmbohrungen in die Kammer, deutliche Vorteile hinsichtlich der Gemischverwirbelung und damit der Luftverhältnisverteilung in der Kammer bringt. So wird auch deutlich, dass die ringförmige Einblasung bezüglich der Gemischbildung in der Kammer im Vergleich zur seitlichen Gaszuführung (siehe Abschnitt 6.1.) keine Vorteile bringt, da mit Zusatzeinblasung und der geometrischen Basisvariante keine Ausweitung im Bereich der Magerlaufgrenze erzielt werden konnte, was jedoch mit der seitlichen Gaszuführung bereits erreicht wurde.

Die Variante 3, die schon in den durchgeführten Rechnungen (siehe **Bild 6.10**) ein homogenes Luftverhältnis in der Kammer aufwies, zeigte auch bei den motorischen Untersuchungen gute Ergebnisse. So war es möglich, bei sonst identischer Betriebsstrategie, die Magerlaufgrenze in Richtung höherer Luftverhältnisse zu verschieben und Vorteile bezüglich der Laufunruhe, des Wirkungsgrades und der Stickoxidemissionen zu erzielen.

Das aufgestellte Rechenmodell bildet somit ein gutes Werkzeug zur Optimierung der Gemischbildung in der Kammer und kann als Ausgang für dreidimensionale Verbrennungsberechnungen dienen. Ziel ist es hierbei, zum einen eine Geometrieform zu entwickeln, bei der die Gemischbildung innerhalb der Kammerkerze relativ unabhängig vom Gemisch des Hauptbrennraumes ist. Auf der anderen Seite sind die Überströmbohrungen bezüglich der Entflammung im Hauptbrennraum zu optimieren.

Neben diesen geometrischen Optimierungen kann das aufgestellte Modell in Zukunft zur Vorauswahl der Einblasestrategie verwendet werden





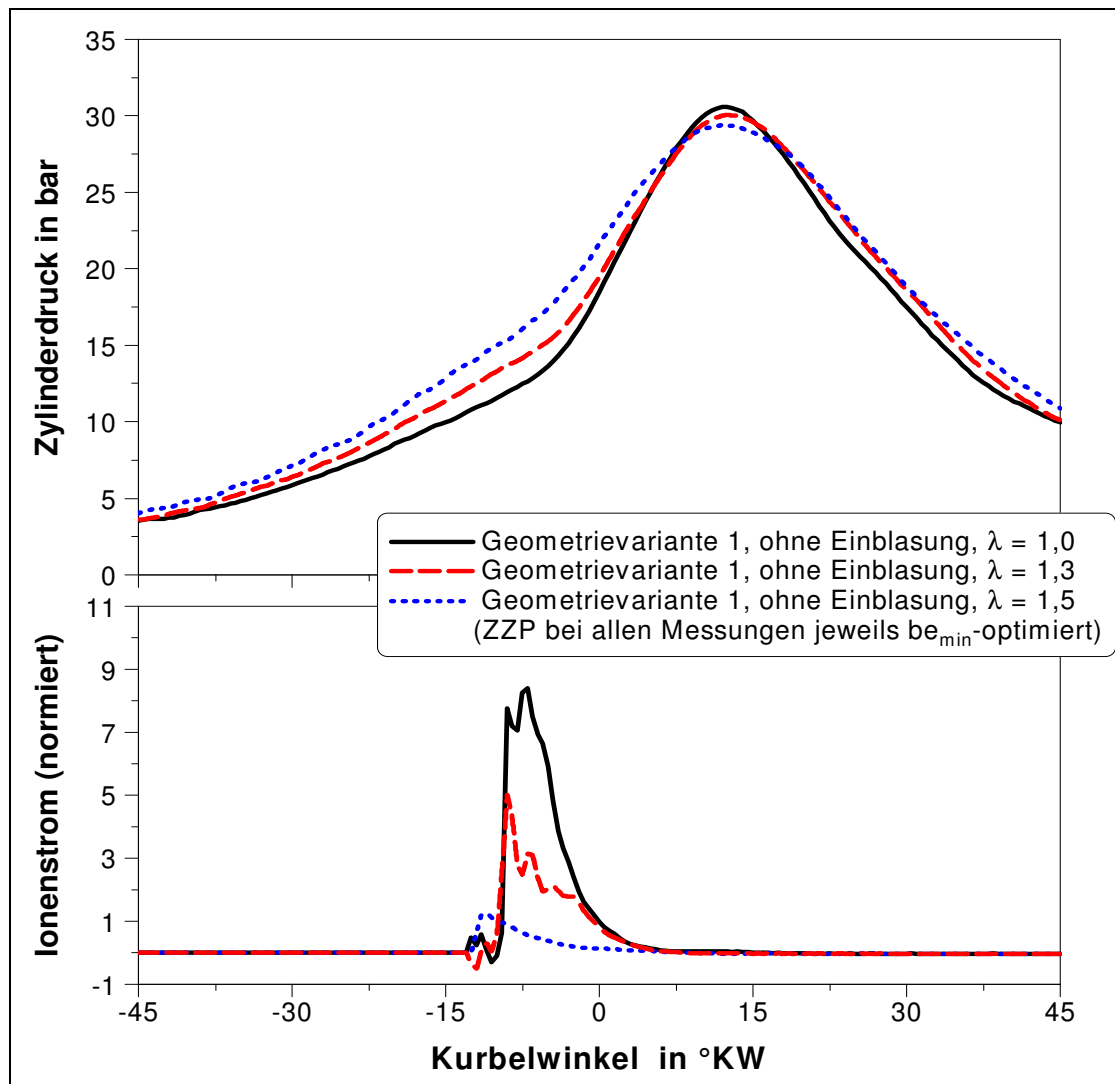
**Bild 6.13** Einfluss der Kammergeometrie auf die Verfahrensstabilität bei Betrieb des Motors mit Luftüberschuss (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ ) [150]

## 6.5 Untersuchungen zum Aufbau eines Regelkreises für die Piloteinblasung in die Kammer

Um unter den im realen Fahrbetrieb auftretenden Bedingungen einen aussetzerfreien Betrieb zu gewährleisten, ist es notwendig, die Steuerung der Magerverbrennung exakt zu gestalten, um die Möglichkeiten des Brennverfahrens ausschöpfen zu können. Wie die durchgeführten Untersuchungen gezeigt haben, besteht bei dem Brennverfahren mit der Piloteinblasung das Hauptproblem darin, in der Zündkammer unter allen Umständen ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen. Dabei stellt die Geometrieoptimierung nur einen Baustein dar. Ferner muss sichergestellt sein, dass die Zumengung des Kraftstoffes in Form eines Regelkreises erfolgt, um die eingeblasene Pilotgasmenge an den Bedarf des jeweiligen Betriebspunktes anzupassen.

Mit den heute verwendeten Lambdasonden ist es aufgrund der geringen Menge an Pilotgas nicht möglich, diese zu regeln. Ferner könnte mit der Lambdasonde auch nur das Gesamtluftverhältnis im Abgas bestimmt werden, und nicht das für die Entflammung entscheidende Luftverhältnis in der Kammer. Die Eignung eines Ionenstromsignals für die Motorregelung ist bekannt [149]. Bekannt ist ferner, dass der Energiegehalt, und damit der Ionenstrom, abhängig vom Luftverhältnis sind. In dem vorliegenden Fall wurde untersucht, inwieweit sich die Erfassung des Ionenstromsignals zwischen den Zündelektroden in der Kammer eignet, als Steuergröße für die Piloteinblasmenge zu dienen. Dabei ist es nicht notwendig, anhand des Ionenstromsignals das exakte Luftverhältnis in der Kammer zu messen, was angesichts der bereits angesprochenen Schichtungsproblematik nahezu ausgeschlossen ist. Vielmehr geht es darum, ein Signal als Maß für eine sichere Zündung in der Kammer zu erfassen und auf dieser Basis einen Regelkreis für die Piloteinblasung aufzubauen.

Im **Bild 6.14** ist zu erkennen, dass es deutliche Abhängigkeiten des Ionenstromsignals vom Gesamtluftverhältnis gibt. Erwartungsgemäß tritt der maximale Ionenstrom bei stöchiometrischem Luftverhältnis auf und nimmt mit Abmagerung deutlich ab. Zu erwähnen ist hierbei, dass es sich bei dem Ionenstrom um eine Messung zwischen den Elektroden und der Kammerwand handelt und das Luftverhältnis als Gesamtluftverhältnis über eine entsprechende Sonde im Auslasskanal bestimmt wurde.

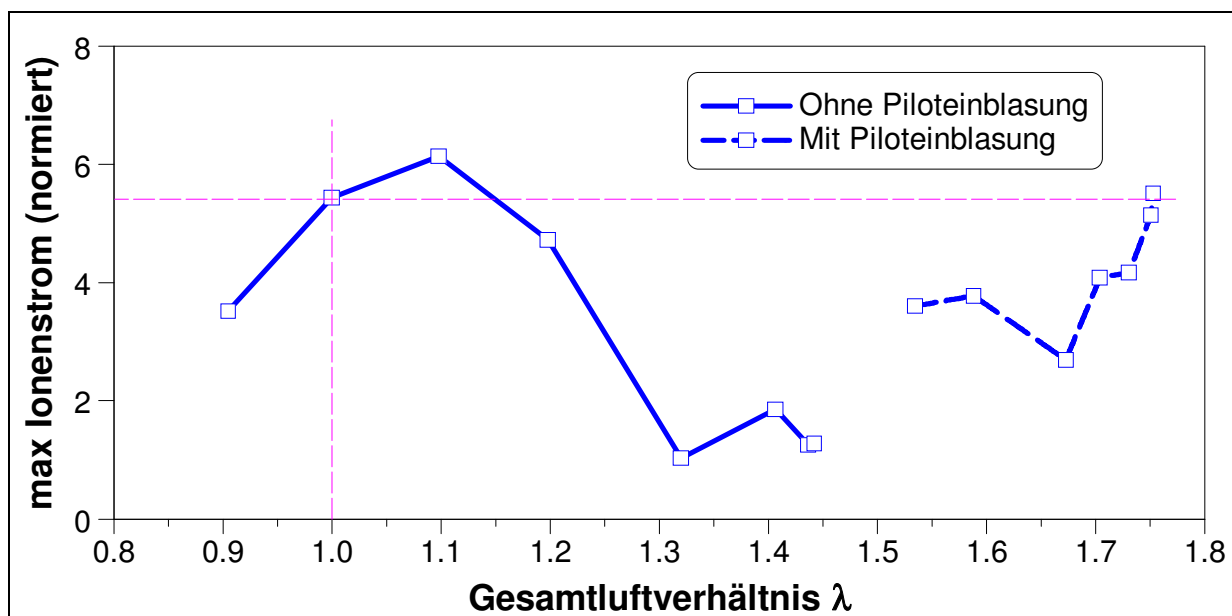


**Bild 6.14** Ionenstromsignal in der Kammer bei unterschiedlichen Gesamtluftverhältnissen (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ ) [153]

Die generelle Eignung des erfassten Signals für die Regelung der Piloteinblasemenge ist im **Bild 6.15** dargestellt. So sind mit der zusätzlichen Piloteinblasung im Luftverhältnisbereich  $\lambda > 1,6$  deutlich höhere Ionenströme zwischen den Elektroden in der Kammer gemessen worden als ohne Einblasung. Erwartungsgemäß erreichen die Werte des Ionenstroms bei der Piloteinblasung noch nicht exakt den Wert, wie er für ein stöchiometrisches Luftverhältnis ermittelt wurde. Der Grund hierfür ist sicher in der noch unzureichenden Gemischbildung innerhalb der Kammer zu sehen, die sich letztendlich auch in einer unterschiedlichen Höhe des Ionenstromsignals zwischen den Elektroden niederschlägt. Somit ist mit der Ionenstrommesstechnik ein Instrument zur Untersuchung der Gemischbildung in der Kammer gegeben, wobei eingeschränkt werden

muss, dass nur unmittelbar zwischen den Elektroden und Wand gemessen werden kann. Bei starker Inhomogenität ist die Plausibilisierung der Messwerte schwierig.

Aufwändig bei der Implementierung in die Motorsteuerung ist die notwendige Signalanalyse, da insbesondere bei herkömmlichen Spulenzündanlagen Störungen aus dem Bereich der Zündung einen deutlichen Einfluss auf die Qualität des Ionenstromsignals besitzen [149]. Weiterhin besteht im Gegensatz zu einer Luftverhältnisregelung mittels Lambdasonden aufgrund der sehr starken Druckabhängigkeit des Ionenstromsignals die Notwendigkeit der exakten Abstimmung für einzelne Betriebspunkte. Darüber hinaus muss noch untersucht werden, ob die Messung des Ionenstroms in einem betriebspunktabhängigen Zeitfenster nach dem Einblasen und vor der Zündung plausiblere Ergebnisse liefert. Insgesamt ist das aber als schwierig zu beurteilen, da es aufgrund der Kolbenbewegung zu sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten in der Kammer kommt. Diese hohen Strömungsgeschwindigkeiten können das Signal verfälschen (Ionen werden ständig aus dem Messbereich zwischen den Elektroden herausbewegt). Ob nun das Maximum des Ionenstroms, oder der Wert bei einem bestimmten Kurbelwinkel am geeignetsten für den Aufbau eines Regelkreises ist, kann nach den bisherigen Untersuchungen nicht hinreichend beantwortet werden.



**Bild 6.15** Maximum des Ionenstromsignal in der Vorkammer in Abhängigkeit vom Gesamtluftverhältnis mit und ohne Piloteinblasung (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ )[153]

## **6.6 Optimierung des Erdgasbrennverfahrens mit Zündkammer und Piloteinblasung durch Simulation und optische Untersuchungen**

Sämtliche Untersuchungen zur Zündung und Entflammung mittels Vorkammerzündkerze bei getakteter Piloteinblasung haben gezeigt, dass eine Reihe von Faktoren das Brennverfahren entscheidend beeinflussen. Zu nennen ist hier nicht nur die Wahl des Einblasezeitpunktes und Druckes, sondern vor allem auch die Kammergeometrie und daraus folgend der Strömungsverhältnisse in der Kammer. Da diese Faktoren sich auf den Entflammungsprozess in der Kammer auswirken, sind sie auch entscheidend, ob überhaupt unter kritischen Randbedingungen eine Energieumsetzung im Brennraum erfolgen kann. Bei dem Entflammungsprozess mittels Vorkammer darf nicht unbeachtet bleiben, dass praktisch zwei Entflammungsprozesse vorliegen. Hierzu zählen zum einen die Zündung innerhalb der Kammer und zum anderen die Entflammung des Hauptgemisches mittels der Fackelstrahlen.

Wie bereits erwähnt, ist zur sicheren Entflammung innerhalb der Kammer, die Schaffung eines nahezu stöchiometrischen Luftverhältnisses in Verbindung mit geringer Ladungsbewegung im Bereich der Elektroden notwendig. Damit kommt dem Gemischbildungsprozess und den Strömungsgeschwindigkeiten zum Zündzeitpunkt in der Kammer eine besondere Bedeutung zu. Generell haben die durchgeführten Untersuchungen gezeigt, dass die Entflammung in der Kammer von folgenden Faktoren abhängt:

### **Einflussfaktoren auf die Entflammung in der Vorkammer:**

- Einblasezeitpunkt des Pilotgases
- Menge des Pilotgases
- Einblasdruck des Pilotgases
- Einblasedauer des Pilotgases
- Luftverhältnis und Homogenisierungsgrad des in die Kammer einströmenden Frischgases
- Ladungsbewegung in der Vorkammer während der Gemischbildungsphase
- Ladungsbewegung in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt
- Druck und Temperatur in der Kammer
- Zündzeitpunkt

Untersuchungen mit Erdgas-Direkteinblasung in den Brennraum zeigen, dass sich der Gemischbildungsprozess mit Erdgas hinsichtlich der Gemischbildungsgeschwindigkeit nicht

wesentlich von dem direkteinspritzenden Benzinmotoren unterscheidet, so dass bei einer Einblasung im Kompressionshub zum Zündzeitpunkt noch eine starke Inhomogenität des Gemisches vorherrscht [154]. Umso schwieriger ist es in einer sehr kleinen Vorkammer (Volumen der Vorkammer  $\approx 1\text{cm}^3$ ) die Gemischbildung so zu gestalten, dass möglichst ein homogenes zündfähiges Gemisch zum Zündzeitpunkt vorliegt. Eine wesentliche Rolle kommt in diesem Zusammenhang der Geometrie der Überströmbohrungen zu, über die zum einen das Restgas ausgeblasen werden muss, aber zum anderen auch das Frischgas in die Vorkammer einströmt und eine Ladungsbewegung in der Kammer erzeugt. Besonders problematisch ist, dass die Überströmbohrungen nicht nur hinsichtlich der Gemischbildung in der Vorkammer sondern auch bezüglich der Ausbildung der Fackelstrahlen für die Entflammung des Hauptbrennraumes optimiert werden müssen. Somit stellt die Geometrie der Überströmbohrungen einen Kompromiss zwischen Gemischbildung und Entflammung in der Kammer und der Entflammung des Hauptbrennraumes dar. Der Optimierungsprozess im Zusammenhang mit den anderen Parametern, wie z.B. der Geometrie der Einblaseöffnungen für die Piloteinblasung kann nur sinnvoll mittels dreidimensionaler Berechnungsmethoden erfolgen, wie im Abschnitt 6.2 bereits gezeigt wurde. Zum damaligen frühen Entwicklungszeitpunkt wurde verstärktes Augenmerk auf die Gemischbildung in der Kammer gelegt. Die Entflammung des Hauptbrennraumes spielte eine sekundäre Rolle. In den nachfolgenden Unterkapiteln wird noch einmal gezeigt, wie es gelungen ist die Zündung in der Kammer in Verbindung mit der Entflammung im Hauptbrennraum gemeinsam zu optimieren.

Ebenso wie die Zündung in der Vorkammer ist die Entflammung des mageren Hauptgemisches im Brennraum von einer Reihe von Faktoren abhängig. In erster Linie spielt hier natürlich die eingebrachte Energiemenge sowie die Ausprägung und Richtung der Fackelstrahlen eine Rolle, die letztendlich hauptsächlich von der Entflammung und Verbrennung in der Vorkammer abhängt. Frühere Untersuchungen haben gezeigt, dass bei hohen Luftverhältnissen trotz Kammerspülung ein Zusammenbrechen der Verbrennung möglich ist, ohne die Ursache hierfür zu nennen [155]. Darüber hinaus gibt es eine Reihe von Faktoren die sich auf die Fackelstrahlbildung im Hauptbrennraum und den Entflammungsmechanismus auswirken, die letztendlich ebenfalls ausführlich im Rahmen dieses Vorhabens mittels Berechnungs- aber auch optischen Methoden untersucht wurden. Folgende Parameter bestimmen die Entflammung des Hauptbrennraumes:

**Einflussfaktoren auf die Entflammung des Hauptbrennraumes:**

- Luftverhältnis und Homogenisierungsgrad der Frischladung
- Zylinderdruck und Temperatur zum Zündzeitpunkt (abhängig vom Luftverhältnis und Aufladegrad)
- Verbrennungsgeschwindigkeit in der Vorkammer (abhängig vom Kammerluftverhältnis und der Ladungsbewegung in der Kammer)
- Ladungsbewegung des Hauptbrennraumes
- Größe der Vorkammer im Verhältnis zum Hauptbrennraum

Insbesondere die optischen Untersuchungen in Verbindung mit dem darauf aufgebauten Verbrennungsrechnungsmodell haben wesentlich zum Verständnis und zur Verbesserung des Fackelstrahlbildungsprozesses und somit zur Gesamtoptimierung des Brennverfahrens beigetragen. Die Vielzahl der abzustimmenden Parameter bei diesem Brennverfahren mit Piloteinblasung ist in etwa vergleichbar mit der Komplexität eines Benzin-Direkteinspritzverfahrens.



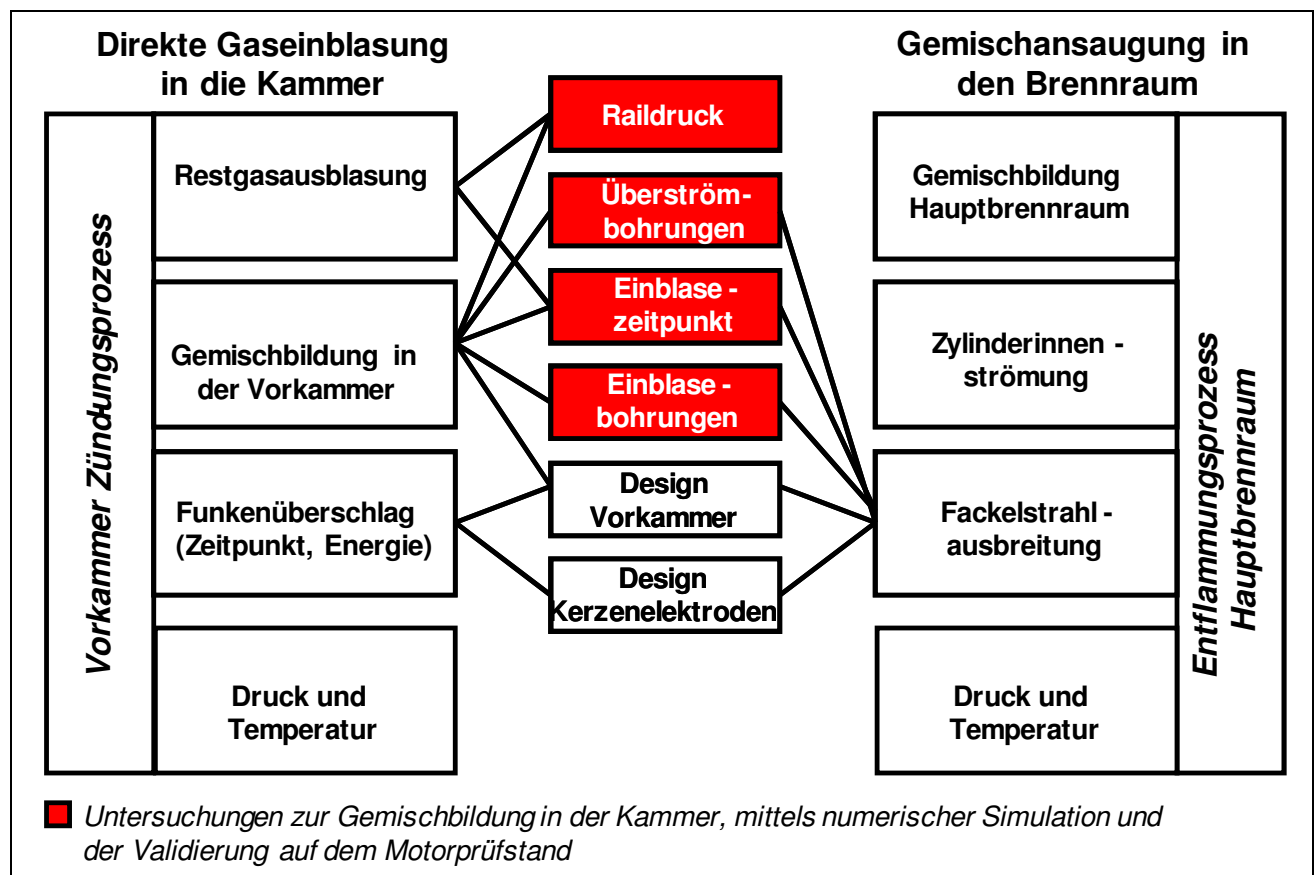
### **6.6.1 Optimierung der Gemischbildung zur sicheren Zündung in der Kammer und Entflammung des Hauptbrennraumes durch CFD-Simulation**

Die im Abschnitt 6.3 durchgeführten Rechnungen zur Strömung und Gemischbildung in der Vorkammerzündkerze dienten einerseits zum Verständnis der Vorgänge in der Vorkammer und zur Entwicklung einiger weniger Prototypen, die an einem „Einzylinder-Versuchsmotor“ das Potenzial der Piloteinblasung aufzeigen sollten. Nachdem am Motorprüfstand die Funktionsweise des Rechenmodells bestätigt wurde, soll anhand von geometrischen Veränderungen der Kammer ermittelt werden, wie zum einen die Gemischbildung in der Kammer verbessert werden und zum anderen der Zündungsprozess sowohl in der Kammer, als auch die Entflammung im Hauptbrennraum unterstützt werden kann.

Die Schwierigkeit bei der Modellbildung besteht darin, dass die Vorkammer nicht ein abgeschlossenes System ist, sondern eine Reihe von Interaktionsmechanismen zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum bestehen, die im Modell berücksichtigt werden müssen. Insbesondere die Zusammensetzung des Gemisches in der Vorkammer, aber auch das über die Überströmbohrungen während der Kompressionsphase einströmenden Frischgemisch kann allein mit Rechnungen zur Gemischbildung nicht dargestellt werden. Hierzu sind umfangreiche Simulationen zur Berechnung des Verbrennungsprozesses mit Vorkammerzündung mit bewegten Netzen erforderlich, die ohne die beschriebenen Voruntersuchungen zu unververtretbarem numerischen Aufwand führen und auch nicht hinreichend motorisch untersucht und abgeglichen werden können. Das zuvor aufgestellte Gemischbildungsmodell (Abschn. 6.2) besitzt als Vereinfachung, dass sowohl in der Vorkammer, als auch im Hauptbrennraum vor der Einblasung von homogenen Gemischen ausgegangen wird. Die Wechselwirkungen zwischen Vorkammer und dem Hauptbrennraum werden in der Form berücksichtigt, dass der Stofftransport durch die Überströmbohrungen durch einen vorgegebenen Zylinderdruckverlauf simuliert wird.

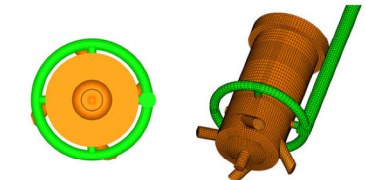
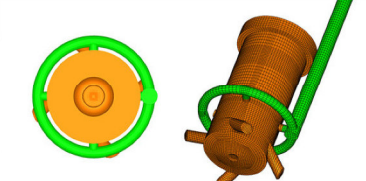
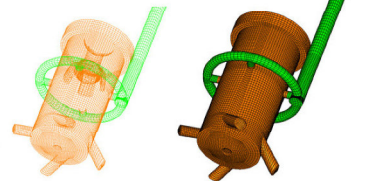
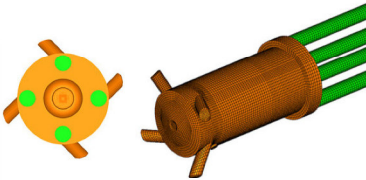
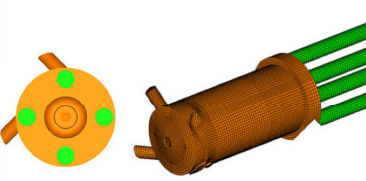
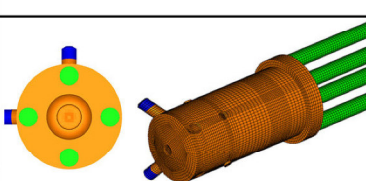
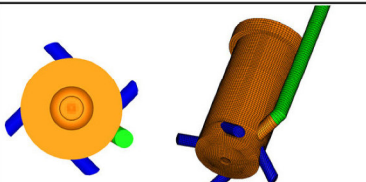
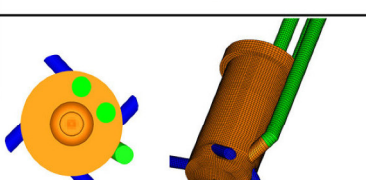
Die Ergebnisse der ersten numerischen Berechnungen (Abschnitt 6.2) zeigten, dass die einfache Einblasung von Pilotgas in die Vorkammer nicht in jedem Fall ausreichend ist, um in der gesamten Vorkammer für ein homogenes, möglichst stöchiometrisches Gemisch zu sorgen. Erst wenn es gelingt, die in der Kammer vorhandene Strömung so zu beeinflussen, dass die durch die tangentialen Bohrungen angeregte dominierende Drallströmung aufgelöst wird, ist es möglich in der gesamten Vorkammer ein homogenes zündfähiges Gemisch zur Verfügung zu stellen. Bei den Untersuchungen wurde die Homogenisierung des Gemisches in der Vorkammer dadurch erzielt, dass drei der fünf Überströmbohrungen verschlossen wurden, so dass durch die asymmetrische Einströmung des Frischgemisches aus dem Hauptbrennraum eine intensive

Vermischung von Pilotgas und sauerstoffreichem Frischgas gegeben war. Allerdings sind nur zwei Bohrungen für den Entflammungsprozess des Hauptbrennraumes ungünstig. Die Untersuchungen am Motorprüfstand ergaben aber trotzdem eine Ausweitung der Magerlaufgrenze [150]. Durch die Messungen am Versuchsmotor konnte einerseits die Dominanz des Gemischbildungsprozesses in der Vorkammer für das gesamte Brennverfahren demonstriert werden. Zum anderen wurde auch die Eignung des Gemischbildungsmodells nachgewiesen, womit weitere zielgerichtete Simulationsrechnungen möglich waren. Diese Rechnungen erfolgten unter der Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen dem Vorkammerzündungsprozess und dem Entflammungsprozess im Hauptbrennraum und konzentrierten sich auf die Variation der in **Bild 6.16** rot gekennzeichneten Parameter. Auf Änderungen der Vorkammergeometrie und der Gestaltung der Elektroden wurde verzichtet werden, da diese durch den Hersteller der Kammerkerzen vorgegeben waren.



**Bild 6.16** Gegenseitige Beeinflussungen zwischen dem Zündungsprozess in der Vorkammer und dem Entflammungsprozess im Hauptbrennraum nach [153]

**Tabelle 12** Übersicht über die Varianten für die CFD-Simulation der Gemischbildung in der Kammer

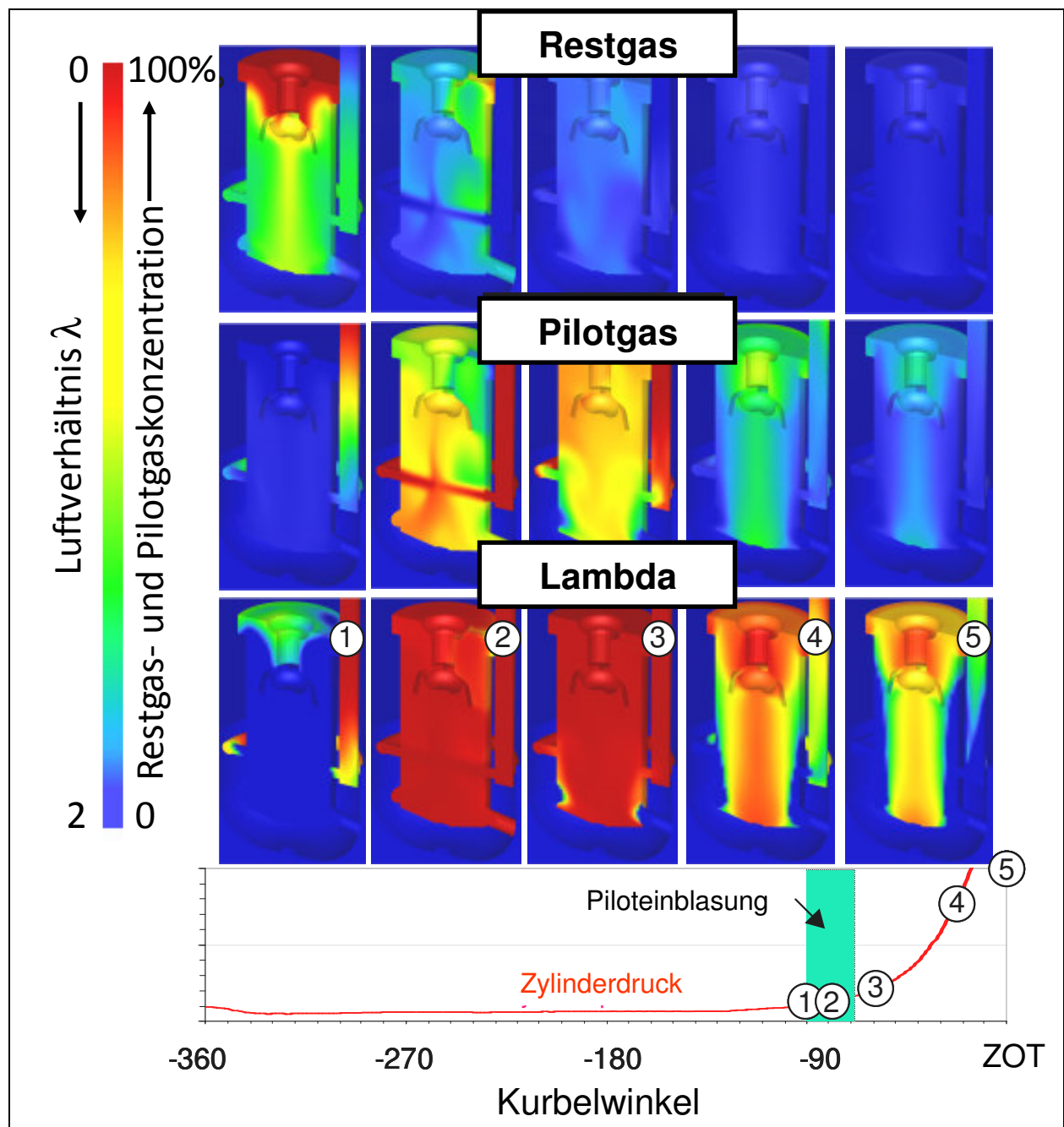
	Schematische Darstellung	Merkmale
<b>Geometrie 7</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- mittige Überströmbohrungen</li> <li>- radiale Einblasungen an vier Einblaseorten</li> <li>- Höhe der Einblasung auf 50% der Vorkammerhöhe</li> </ul>
<b>Geometrie 8</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- radiale Einblasungen an vier Einblaseorten</li> <li>- Höhe der Einblasung auf 50% der Vorkammerhöhe</li> </ul>
<b>Geometrie 9</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- radiale Einblasungen an vier Einblaseorten</li> <li>- Höhe der Einblasung auf 80% der Vorkammerhöhe</li> </ul>
<b>Geometrie 10</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- Einblasungen vom Vorkammerdach an vier symmetrische verteilten Einblaseorten</li> </ul>
<b>Geometrie 11</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- zwei tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- Einblasungen vom Vorkammerdach an vier symmetrische verteilten Einblaseorten</li> </ul>
<b>Geometrie 12</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- zwei radiale Überströmbohrungen</li> <li>- Einblasungen vom Vorkammerdach an vier symmetrische verteilten Einblaseorten</li> </ul>
<b>Geometrie 13</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- Einblasungen seitlich direkt im Bereich der Überströmbohrungen</li> </ul>
<b>Geometrie 14</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- vier tangentielle Überströmbohrungen</li> <li>- Einblasungen seitlich direkt im Bereich der Überströmbohrungen</li> <li>- zusätzliche asymmetrische Einblasung vom Vorkammerdach</li> </ul>

Grüne Zuführungen: Pilotgas

Im Lauf der Untersuchungen wurden mehr als 32 Varianten hinsichtlich des Gemischbildungsprozesses in der Vorkammer numerisch untersucht, die jeweiligen Änderung an der Geometrie (Anzahl und Lage der Überströmbohrungen, Geometrie der Einblasung) sind in der **Tabelle 12** dargestellt. Von drei erfolgversprechenden Varianten wurden Prototypen für die Vermessung auf dem Motorprüfstand gefertigt. Hinsichtlich der Gemischbildung in der Vorkammer sind folgende Parameter als günstig anzusehen:

- Raildruck 3...6 bar, (Raildrücke von mehr als 15 bar können aufgrund der kurzen Einblasedauer nicht mehr durch das Taktventil kontrolliert werden)
- Radiale Anordnung der Überströmbohrungen zur Vermeidung einer Drallströmung in der Kammer, keine zentrale Bohrung am Boden der Vorkammer
- Beginn der Einblasung im Ladungswechsel-OT bis zum spätesten möglichen Einblaseende von etwa 70°KW vor ZOT möglich (Zylinderdruck > Einblasedruck)
- Radiale Anordnung der Einblasebohrungen im mittleren Bereich der Vorkammer. Eine Anordnung im oberen Bereich der Kammer ist zwar vorteilhaft für die Restgasausblasung, aber negativ hinsichtlich der Vermischung mit dem Frischgas.[153]

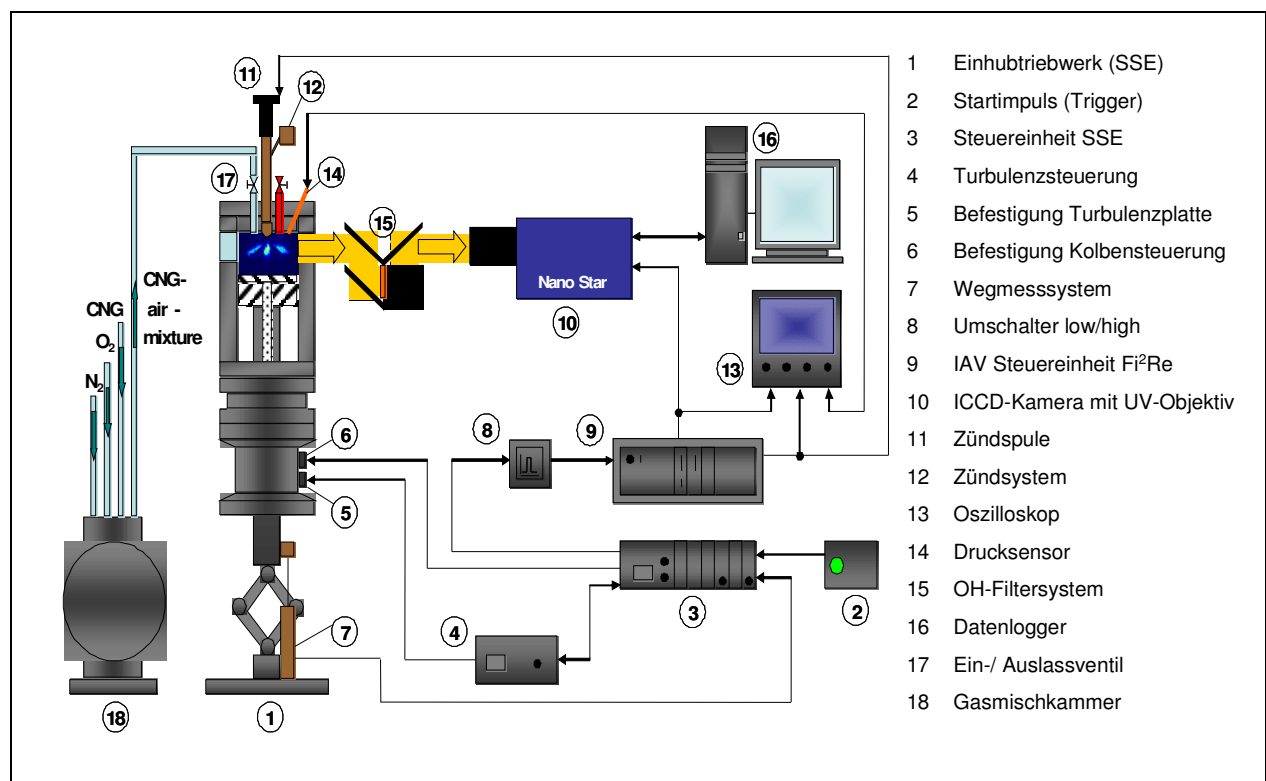
Durch die Gestaltung der Geometrie der Überströmbohrungen, der Einblasebohrungen und der Einblasestrategie war es möglich (**Bild 6.17**), einerseits das Restgas aus der Kammer auszublasen und andererseits für ein zündfähiges Gemisch zum Zündzeitpunkt an den Elektroden zu sorgen. Es wird deutlich, dass die Ausblasung des Restgases auch ohne zusätzliche Piloteinblasung zufriedenstellend funktioniert. Durch die Einblasung und der angepassten Geometrie der Überströmbohrung ist über eine relativ lange Zeit vor dem Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch im Bereich der Elektroden vorhanden. Bemerkenswert ist, dass trotz der späten Einblasung (Beginn ca. 90° KW vor ZOT) über fast das gesamte Kammervolumen eine gute Homogenisierung des Luftverhältnisses in der Kammer erreicht wird. [153]



**Bild 6.17** Gemischbildungsprozess der angepassten Geometrie der Vorkammerzündkerze bei später Piloteinblasung [153]

### 6.6.2 Untersuchungen des Entflammungsprozesses mit Vorkammerkerze mit Hilfe optischer Verfahren

Die Vorgänge zwischen Zündung in der Kammer und der Entflammung des Hauptbrennraumes sind bisher nicht in allen Einzelheiten bekannt. Aus diesem Grund erfolgte die Untersuchung des Entflammungsverhaltens in einem Einhubtriebwerk mit optischem Zugang. Hierbei wurde unter anderem der Einfluss des Drucks im Hauptbrennraum auf die austretenden Fackeln durch die Simulation einer Kompression untersucht. Bei unterschiedlichem Zylinderdruck wurde in der Vorkammer, die noch nicht gespült war, die Zündung eingeleitet. Bekanntermaßen kommt es bei der Kraftstoffumsetzung im Ottomotor zum Freiwerden unterschiedlicher Strahlungen. Zunächst tritt vor der exothermen Reaktion eine kalte Flamme auf, die durch Strahlung im UV-Bereich gekennzeichnet ist. Die heiße Flamme wird durch die Emissionsspektren der Moleküle OH, HCO, CH und C<sub>2</sub> gebildet [156]. Im vorliegenden Fall erfolgte die Untersuchung der Ausbreitung der Flammen anhand der Strahlungsintensität auf der Wellenlänge des OH-Radikals (306,8nm). Hierzu wurde in einem optisch zugänglichen Einhubtriebwerk die Flamme mit einer entsprechenden ICCD-Kamera beobachtet. [153]

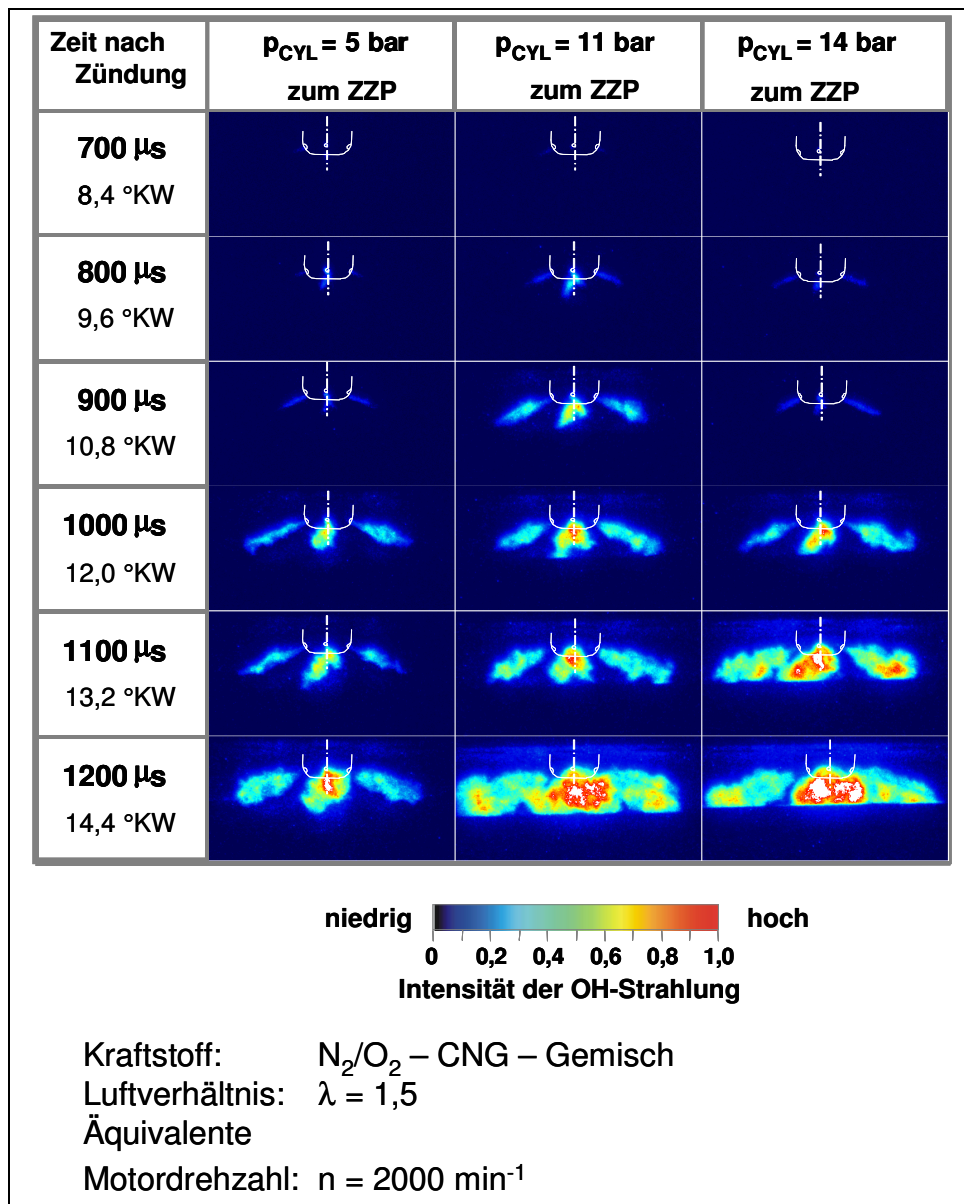


**Bild 6.18** Versuchsaufbau mit Einhubtriebwerk zur Bewertung des Entflammungsvorganges im Brennraum mit Vorkammerzündung nach [157]



Zur Filterung der OH-Strahlungsemissionen wurde ein 4-Spiegel-Reflexions-Bandpassfiltersystem verwendet, das Strahlung in einem Wellenlängenbereich von  $\lambda_{\text{Spectr}} = 310 \pm 15 \text{ nm}$  reflektiert. Den Aufbau des Einhubtriebwerks mit der entsprechenden Messtechnik zeigt **Bild 6.18**. [153]

Für ein Gesamtluftverhältnis von  $\lambda = 1,5$  ist ein Ergebnisdatensatz im **Bild 6.19** exemplarisch dargestellt. Die Entflammungsphase wird in der Seitenansicht abgebildet. Aus der Intensität der Strahlung des OH-Radikals lässt sich die Eindringtiefe der Fackelstrahlen ablesen, bis die Fackelkeulen in die Hauptverbrennung übergehen.

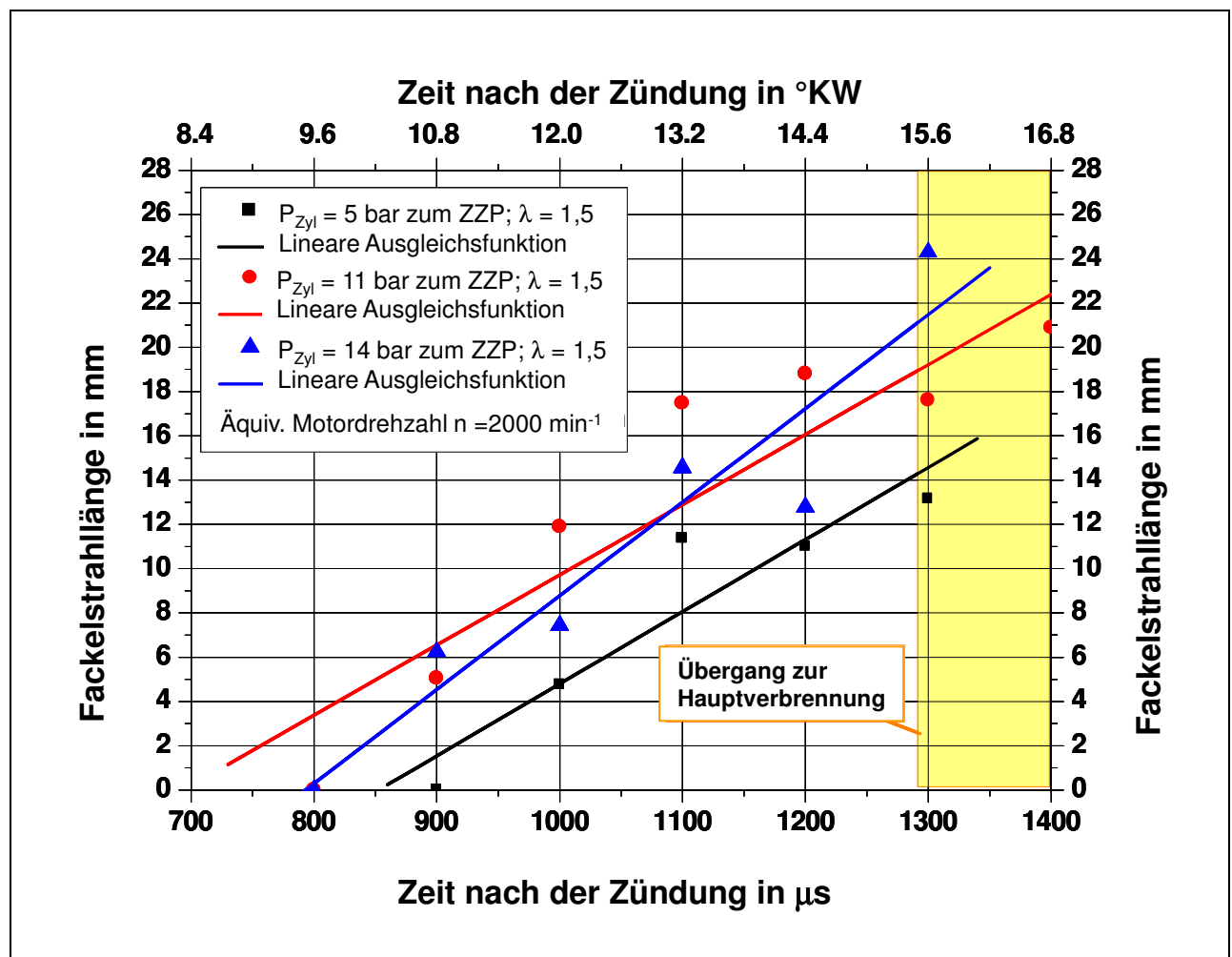


**Bild 6.19** Intensität der OH-Strahlung bei unterschiedlichen Zylinderdrücken während der Entflammung im Hauptbrennraum bei einem Gesamtluftverhältnis von  $\lambda = 1,5$  [157]



Die Intensität der Fackeln ist bei einem Zylinderdruck von 11 bar am größten, was bedeutet, dass in diesem Fall die Entflammung im Hauptbrennraum am schnellsten erfolgt.

Durch Auswertelgorithmen zur Analyse der Intensitätsbilder lassen sich weitere Erkenntnisse und Abhängigkeiten feststellen. Somit ergibt die detaillierte Auswertung der optischen Messungen einen Zusammenhang zwischen der Länge der Fackelstrahlen und dem Zylinderdruck. **Bild 6.20** zeigt die Messergebnisse zu den Fackellängen über der Zeit nach dem Zündzeitpunkt. [153]



**Bild 6.20** Fackelstrahlänge bei unterschiedlichen Zylinderdrücken nach dem Zündzeitpunkt bei einem Gesamtluftverhältnis von  $\lambda = 1,5$  nach [157]

Aus dieser Darstellung lässt sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Fackeln ermitteln. Die laminare Flammenfrontgeschwindigkeit für Methan wird hierbei durch die Fackelstrahlen deutlich überschritten. Das heißt, wesentlich für die Ausbreitung der Fackelstrahlen in den Hauptbrennraum ist nicht ein Übergang der Verbrennung über die Überströmbohrungen. Im

Gegenteil, die Bohrungen sind so klein, dass hier eher mit den für das Vorhandensein von Brennraumwänden bekannten flame-Quenchingeffekten (Flammenauslöschen aufgrund hohen Wärmeentzugs) zu rechnen ist. Somit breitet sich die Flamme vorerst nur in der Kammer aus und es kommt zu einer deutlichen Druckerhöhung gegenüber dem Hauptbrennraum. Diese Druckerhöhung in der Vorkammer ist maßgeblich für den Austritt heißer Gase in den Hauptbrennraum, die dann eine schnelle Entflammung des Hauptgemisches einleiten. Die Druckanstiegsgeschwindigkeit in der Vorkammer ist abhängig vom Luftverhältnis in der Kammer, woraus letztendlich auch unterschiedliche Geschwindigkeiten bei der Fackelstrahlausbildung resultieren. Die Erkenntnisse der optischen Untersuchungen [157] lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- die Fackeln überwinden eine signifikante Strecke im Hauptbrennraum ( $> 20$  mm)
- die Fackeln breiten sich durch die Druckerhöhung in der Vorkammer im Hauptbrennraum aus
- die Ausbreitungsgeschwindigkeit ist abhängig vom Luftverhältnis in der Kammer und der Druckdifferenz zum Hauptbrennraum
- Die Gesamtlänge der Fackelstrahlen ist nicht vom Zylinderdruck im Hauptbrennraum abhängig, sondern eher von der Gemischzusammensetzung (Kammer- und Brennraum)
- Ein erhöhtes Turbulenzniveau im Hauptbrennraum stört den Entflammungsvorgang nicht [153]

Die optischen Untersuchungen hatten neben der visuellen Information über den Entflammungsvorgang bei Vorkammerzündsystemen in erster Linie das Ziel, die numerischen Berechnungsmodelle abzugleichen, um zielgerichtete Maßnahmen hinsichtlich des Gesamtsystems durchführen zu können. Auf die durchgeführten numerischen Simulationen wird im folgenden Abschnitt eingegangen. [153]

### 6.6.3 Simulation der Verbrennung in der Kammer und dem Hauptbrennraum

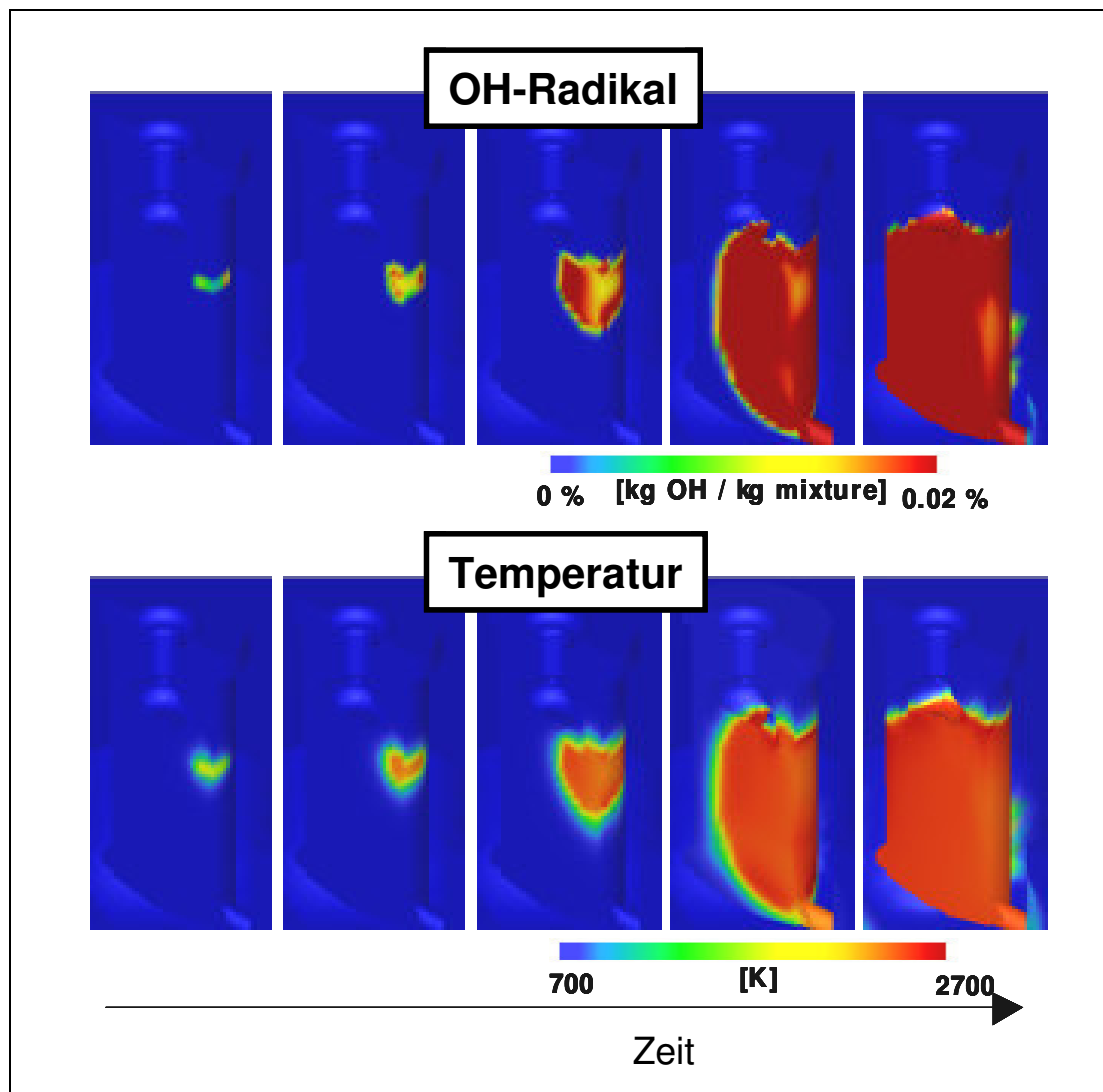
Die optischen Untersuchungen dienten dazu das Wissen über den Zündungs- und Entflammungsprozess über die bisher durchgeführten CFD-Simulationen zum Spülungsprozess in der Vorkammer zu erweitern. Hierzu wurden die vorhandenen Berechnungsmodelle ergänzt und der Verbrennungsprozess mit in die Betrachtung der Vorgänge einbezogen. Die Entflammung wird bekanntermaßen von der Gemischbildung, dem Restgasgehalt, der Intensität der Turbulenz sowie der Temperatur und dem Druck beeinflusst.

Um Untersuchungen des Entflammungs- und Verbrennungsprozesses durchzuführen, wurden die chemischen Prozesse mit einem reduzierten Reaktionsmechanismus für Methan-Luftgemische durchgeführt. Das bedeutet, dass die komplexen reaktionskinetischen Vorgänge der Verbrennung so vereinfacht wurden, dass nur die relevanten Vorgänge, Produkte und chemischen Reaktionen betrachtet werden. Solche reduzierten Mechanismen sind in der Literatur beschrieben [158]. Im vorliegenden Fall werden 24 Reaktionspartner und Zwischenprodukte und deren Verknüpfungen über 120 Reaktionsgleichungen betrachtet. Es erfolgte eine rechnerische Modellierung der Reaktionskette. Reaktionsverzweigungen, die Bildung hochreaktiver Radikale, Zwischen- und Endprodukte sind in die Simulationen integriert. Die Produktion und der Verbrauch der verschiedenen Zwischenprodukte während des Verbrennungsprozesses erfolgt über temperaturabhängige Reaktionsraten. [153]

Im **Bild 6.21** sind exemplarisch die Simulationsergebnisse für den Entflammungsprozess in der Kammerzündkerze dargestellt. Die räumliche Ausbreitung der OH-Radikale kann als Ausbreitung der Flammenfront vom Zündherd in der Vorkammer bis zum Erreichen der Überströmbohrungen betrachtet werden. Diese Art der Verbrennungssimulation wird in der Motorenentwicklung vorrangig verwendet, um Ungleichförmigkeiten in der Gemischbildung zu untersuchen. Die Vorgänge beim Funkenüberschlag an der Kerze, die wie bereits erwähnt von Luftverhältnis, Druck, Temperatur und der turbulenten Ladungsbewegung abhängen können mit den heute vorhandenen Werkzeugen noch nicht modelliert werden. [153]

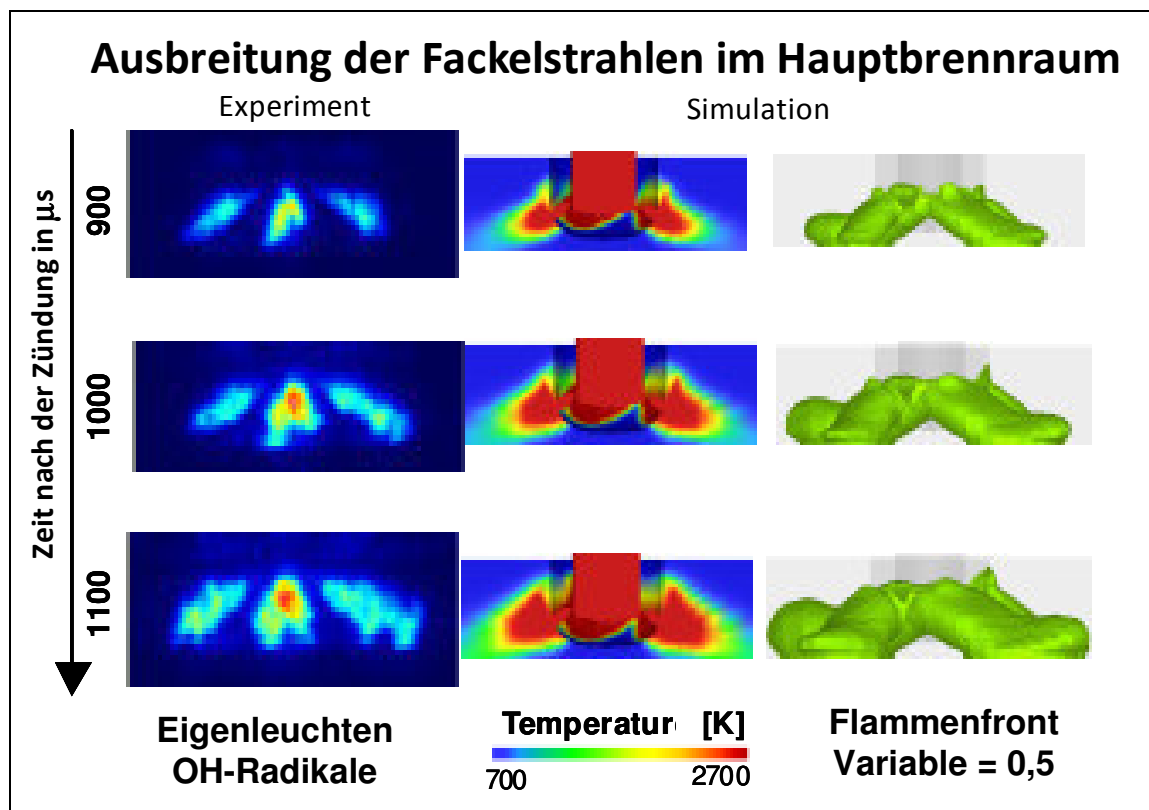
Aus Sicht der Simulation ist die Verwendung reduzierter Mechanismen vorteilhaft, da hier keine Notwendigkeit zur Anpassung des Verbrennungsmodells besteht. Es müssen jedoch 24 Stofftransportgleichungen gelöst werden, so dass die Simulation der Verbrennung sehr zeitaufwändig ist. Aus diesem Grund wurde für weitergehende Untersuchungen inklusive der transienten Zylinderinnenströmung ein empirisches Verbrennungsmodell angewendet. Das verwendete Weller-3-Gleichungsmodell [159], [160], [161] beschreibt den Kraftstoffumsatz und

die damit verbundene Wärmefreisetzung über die Ermittlung einer Variablen, die den Reaktionsfortschritt beschreibt. Die auf den Reaktionsprozess und damit auf die entsprechende Variable des Rechenmodells einwirkenden Modellparameter müssen entsprechend angepasst werden. [153]



**Bild 6.21** Simulation des Entflammungsprozesses in der Vorkammer nach [162]

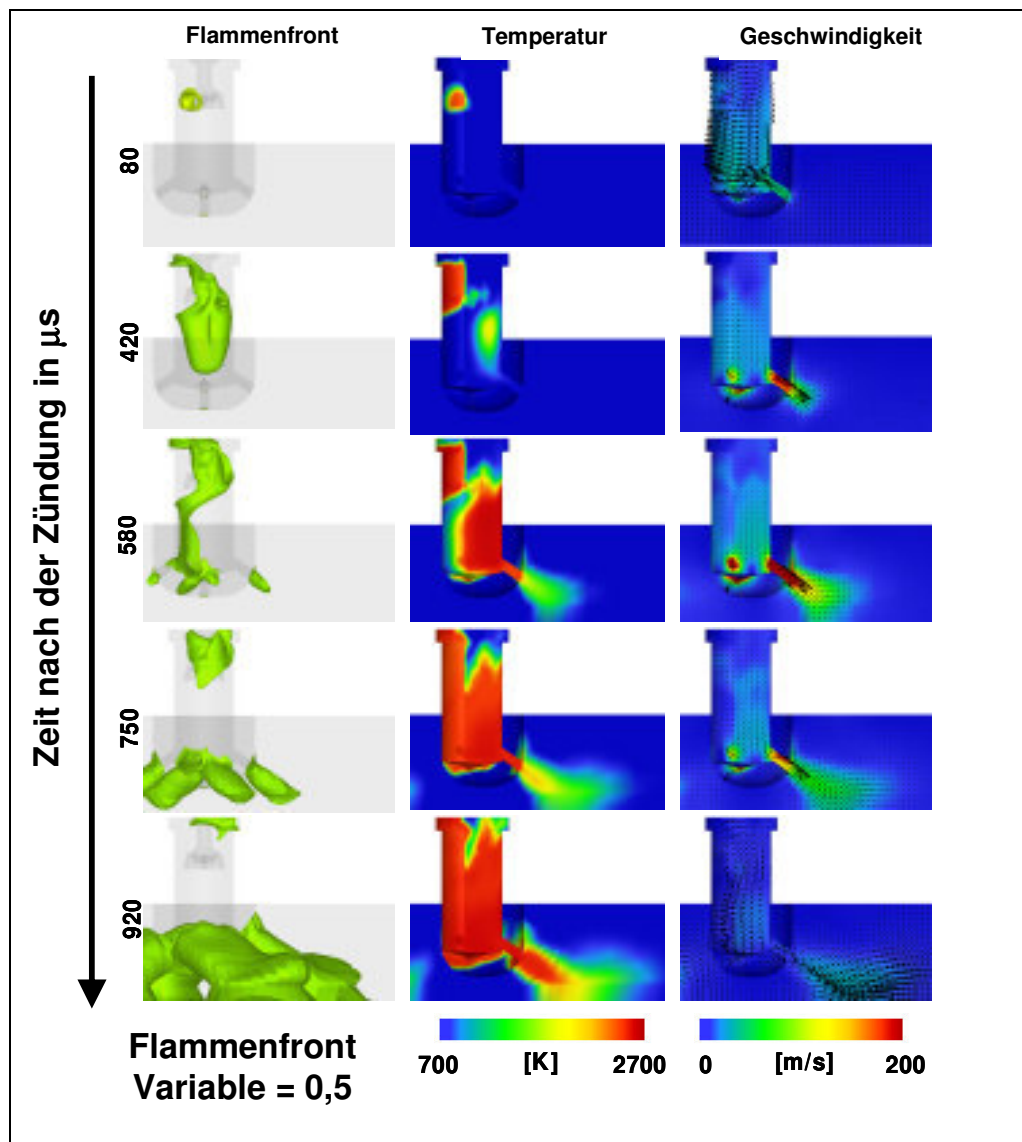
Zur Validierung der Flammenausbreitung in der Hauptkammer wird die am optisch zugänglichen Brennraum des Einhubtriebwerks gemessene OH-Verteilung dem berechneten Temperaturfeld sowie der Verteilung der Reaktionsfortschrittsvariablen gegenübergestellt (**Bild 6.22**). Allgemein lässt sich feststellen, dass zwischen der gemessenen und der berechneten Fackelstrahlausbreitung in den Hauptbrennraum eine gute Korrelation besteht, wobei anzumerken ist, dass es sich hierbei lediglich um einen visuellen Vergleich handelt.



**Bild 6.22** Vergleich der im Einhubtriebwerk gemessenen und simulierten Fackelstrahlen [162]

Das **Bild 6.23** zeigt den gesamten Prozess: Vorkammerzündung, Flammenfrontausbreitung in der Kammer und die Fackelstrahlen im Hauptbrennraum. Dargestellt sind neben der Flammenausbreitung in Form der Reaktionsfortschrittsvariablen, die Temperatur sowie die Strömungsgeschwindigkeiten. Die Vorkammerverbrennung und die damit verbundene Wärmefreisetzung führen zu einer deutlichen Druckerhöhung in der Vorkammer (nicht im Bild dargestellt). Diese Druckerhöhung in der Vorkammer führt zu einem Überströmen mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten der heißen Verbrennungsgase aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum und somit zur Ausbildung der Fackelstrahlen. Darüber hinaus haben Simulationen mit dem reduzierten Reaktionsmechanismus gezeigt, dass die ausströmenden Vorkammerngase noch Zwischenprodukte, wie z.B. Radikale enthalten. Dies führt zu der Annahme, dass die Entflammung des Gemisches im Hauptbrennraum durch die hohen Temperaturen der Fackelstrahlen und der damit verbundenen Aktivierungsenergie erfolgt. Zum anderen führt das Vorliegen hochreaktiver Radikale zu einer Beschleunigung der Entflammungsreaktionen im Hauptbrennraum. Die durchgeführten Simulationen bestätigen und erklären die in den experimentellen Untersuchungen am Motorprüfstand gewonnene Erkenntnis, dass die Fackelstrahlausbildung und Zündung des Gemisches im Hauptbrennraum in erster Linie

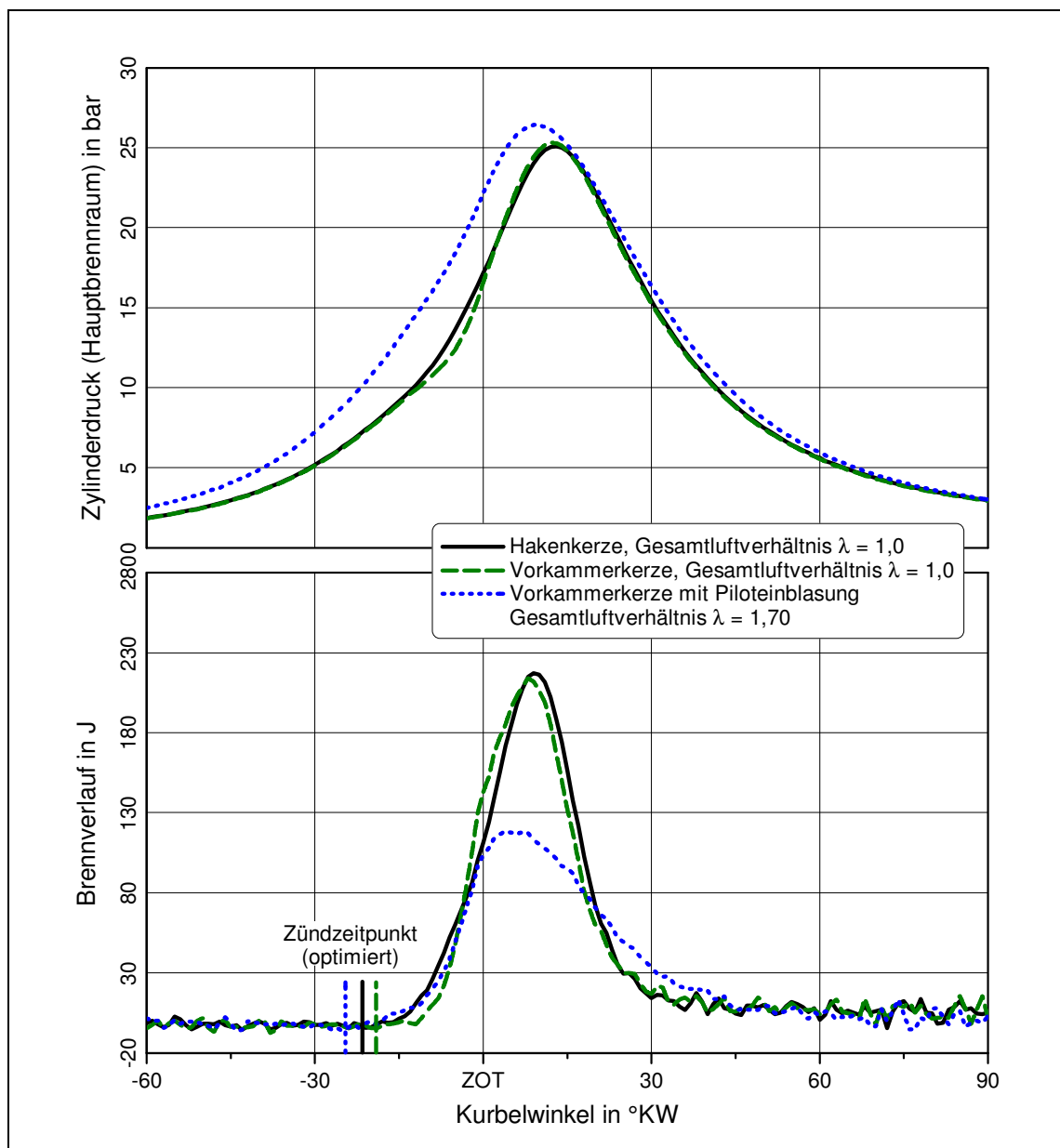
durch den Ablauf der Verbrennung in der Vorkammer beeinflusst wird. Somit ist eine zielgerichtete Entwicklung der Piloteinblasung nicht nur hinsichtlich der Gemischbildung in der Kammer, sondern auch bezüglich der Optimierung der Vorkammerverbrennung und somit der Fackelstrahlausbildung mittels dreidimensionaler Berechnungsmethoden möglich. [153]



**Bild 6.23** Simulierte Reaktionen in der Vorkammer und Ausbreitung der Fackelstahlen über die Überströmbohrungen nach [162]

#### 6.6.4 Motoruntersuchungen zur Piloteinblasung mit optimierten Varianten der Vorkammerzündung

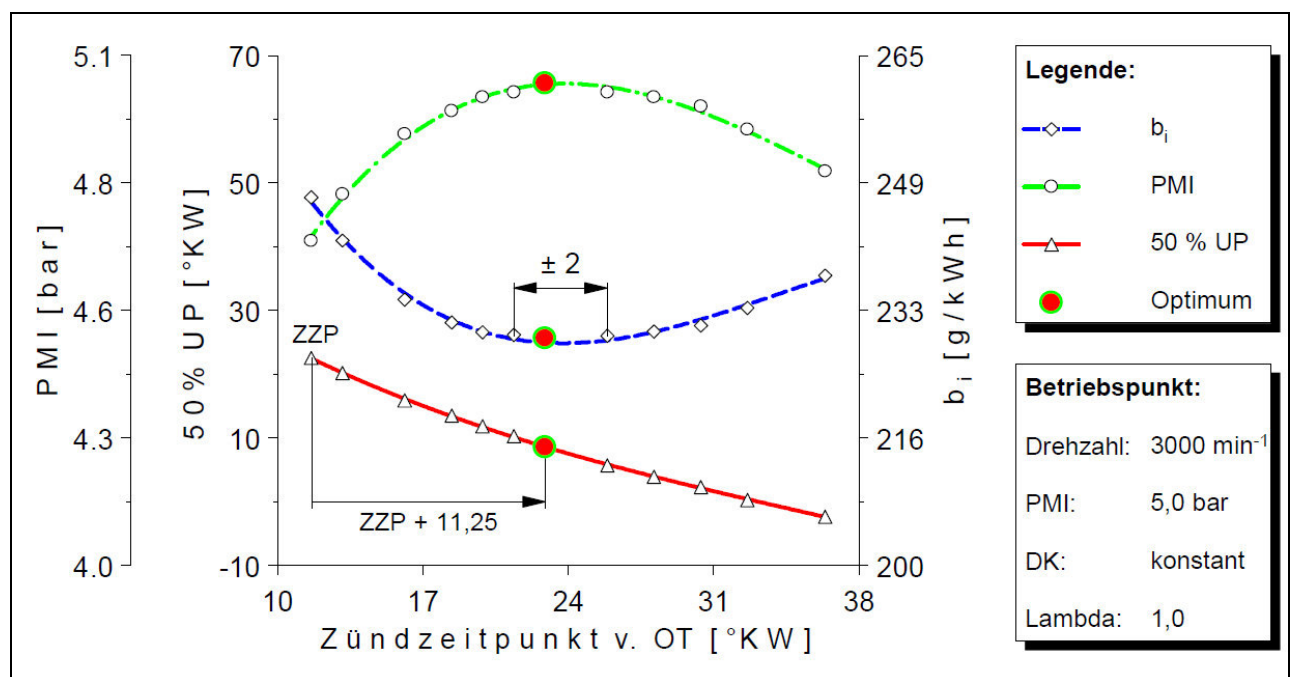
Die unter 6.5.2/3 durchgeführten Untersuchungen dienten dazu das Vorkammerzündsystem für kleine Pkw-Erdgasmotoren zu optimieren. Das gewonnene Verständnis über die Entflammungsvorgänge im System Kammerkerze mit Piloteinblasung konnte genutzt werden um weitere Prototypen für die Anwendung im Fahrzeugmotor zu entwickeln und diese am Motorenprüfstand zu untersuchen.



**Bild 6.24** Brennverlauf in einem CNG-Motor mit Vorkammerzündung mit und ohne Piloteinblasung bei niedriger Teillast (Betriebspunkt  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2,6 \text{ bar}$ ) [162]

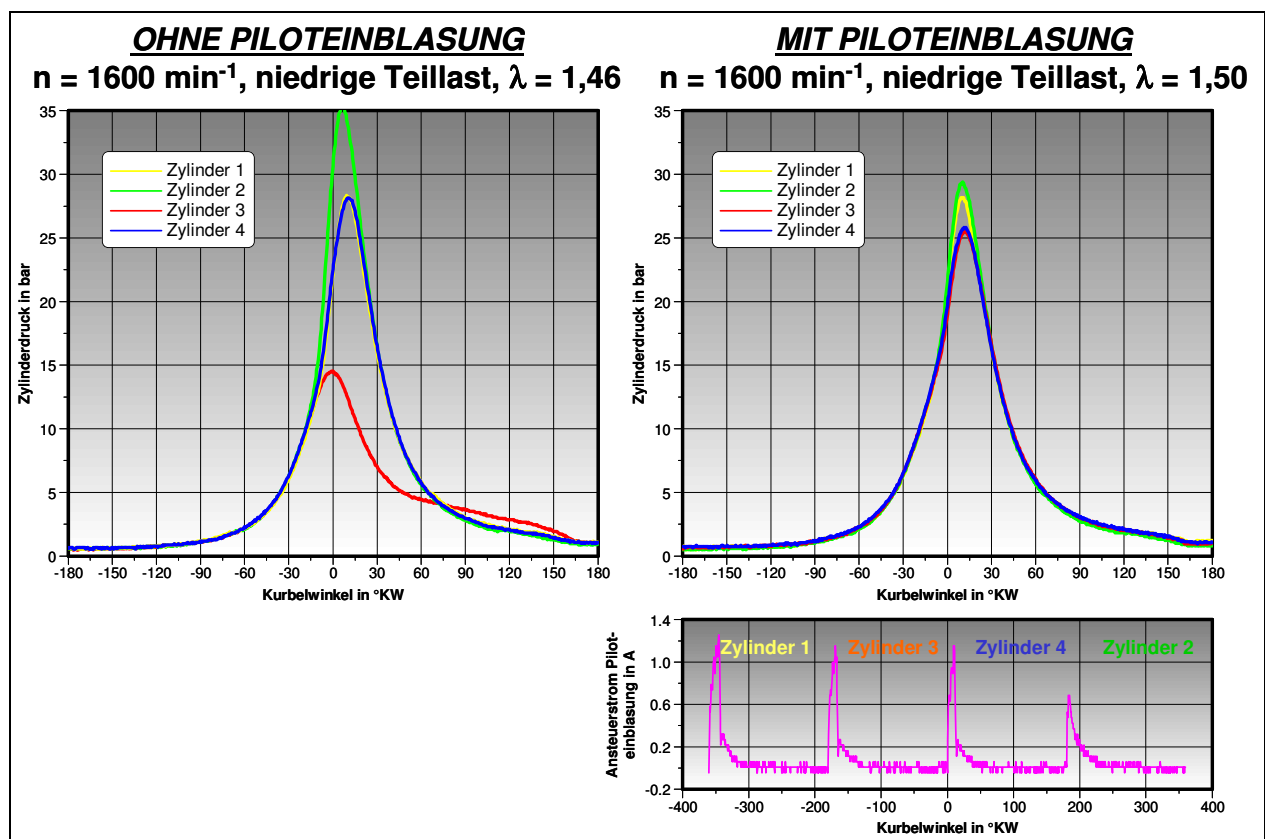


Somit war es möglich, einen aufgeladenen CNG-Vierzylindermotor für einen Pkw komplett mit den weiterentwickelten Kammerkerzen mit Piloteinblasung für die Prüfstandsmessungen auszurüsten. In den Untersuchungen wurde der Ablauf der Entflammung und Verbrennung bei stöchiometrischen und überstöchiometrischen Erdgas-Luftgemischen mit dem Vorkammerzündsystem über die Zylinderdruckindizierung ermittelt und ist im **Bild 6.24** dargestellt. Bei den durchgeführten Versuchen wurde die Verbrennungsschwerpunktlage durch Zündzeitpunktverstellung auf  $8^\circ$  KW nach Zünd-OT eingestellt, was für kompakte Brennräume als optimal hinsichtlich der Wandwärmeverluste gilt. Die Festlegung, dass das Wirkungsgradoptimum sich bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $6 \dots 10^\circ$  KW nach dem Zünd-OT befindet gilt nur für Ottomotoren mit nahezu symmetrischen Brennverläufen und erleichtert den Aufwand zur wirkungsgradoptimalen Applikation erheblich. Eine Überprüfung dieses Zusammenhanges für den Erdgasbetrieb erfolgte in [162] und zeigte, dass auch beim Erdgasbrennverfahren das Wirkungsgradoptimum bei einer Schwerpunktlage der Verbrennung von ca.  $8^\circ$  KW  $\pm 1^\circ$  KW nach OT liegt (**Bild 6.25**). Somit ist die Einstellung des Zündzeitpunktes auf das Schwerpunktkriterium durchaus legitim, wobei man insbesondere bei der Vorkammerzündung berücksichtigen muss, dass eine Beeinflussung der Wärmefreisetzung und damit auch der Wandwärmeverluste durch eine asymmetrische Verbrennung möglich ist.



**Bild 6.25** Zusammenhänge zwischen Zündzeitpunkt, Verbrennungsschwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei einem CNG-Pkw-Motor [163]

Betrachtet man im **Bild 6.24** die Verbrennung bei stöchiometrischem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,0$  so ist der Einfluss der schnellen Entflammung durch die Fackelstrahlen im Brennverlauf deutlich zu erkennen. Wie in den optischen Untersuchungen (Abschnitt 6.5.2) gezeigt, ist eine Zeit von ca. 8...9 °KW für die Entflammung und Flammenausbreitung in der Vorkammer nötig. Erst nachdem dieser Prozess abgeschlossen ist, kommt es zur Ausbildung der Fackelstrahlen und zum Beginn der Verbrennung im Hauptbrennraum. Für das Ausbreiten der Fackelstrahlen im gesamten Brennraum wird nur eine sehr kurze Zeit von etwa 5° KW benötigt, woraus letztendlich die vergleichsweise hohe Energieumsetzung während dieser Phase resultiert.



**Bild 6.26** Optimierung der Ansteuerung der Piloteinblasung beim Magerbetrieb mit Hilfe des Zylinderdrucksignales bei niedriger Teillast (Betriebspunkt  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2,6 \text{ bar}$ )

Der überstöchiometrische Motorbetrieb mit der Einblasung einer Pilotmenge Erdgas in die Vorkammer der Zündkerze, zeigt die Zusammenhänge sehr deutlich. Der Entflammungsprozess innerhalb der Vorkammer, sowie die Ausbreitung der Fackelstrahlen im Hauptbrennraum verlaufen analog zum stöchiometrischen Betrieb, wodurch es im Brennverlauf bis zum oberen

Totpunkt kaum Unterschiede zum stöchiometrischen Betrieb gibt. Somit ist nachgewiesen, dass mit der Piloteinblasung die Möglichkeit besteht, auch bei hohen Erdgas-Luftverhältnissen im Hauptbrennraum eine zündfähiges Gemisch innerhalb der Vorkammer zu schaffen und die Ausbildung der Fackelstrahlen zu ermöglichen. Nachdem mittels energiereicher Fackelstrahlen das sehr magere Hauptgemisch entflammt wurde, kommt es zu einer Verlangsamung der Verbrennung, die aus der Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit vom Luftverhältnis resultiert.

Im Rahmen der Messungen am Vierzylindermotor wurden die Einblasezeiten der Piloteinblasung für jeden einzelnen Zylinder optimiert (**Bild 6.26**). Da es nicht möglich war, die geringe Menge an Pilotkraftstoff separat exakt zu messen, erfolgte die Zumengung des Pilotgases wie folgt: Zunächst wurde der Motor im Bereich der Laufgrenze mager betrieben, bis die Verbrennungsschwankungen so stark waren, dass Aussetzern auftraten. Nun erfolgte die zylinderselektive Ansteuerung der Piloteinblasung, bis alle Zylinder einen ähnlichen Zylinderdruckverlauf aufwiesen. Nun konnte das Hauptgemisch weiter abgemagert werden. Auf diese Weise war man in der Lage mit der Piloteinblasung die Magerlaufgrenze bis zu einem sehr niedrigen Stickoxidemissionsniveau auszuweiten.

Die stark unterschiedlichen Ansteuerströme, sowohl in der Höhe des Peaks, als auch in der Ansteuerzeit, werden auf die verwendeten Taktventile zurückgeführt. Diese Ventile stammen ursprünglich aus ABS-Bremssystemen und sind nicht für den Erdgasbetrieb ausgelegt. Es erfolgte zwar vor dem Einsatz eine Überprüfung hinsichtlich der Gleichverteilung (Messung der Gasmasse bei vorgegebener Einblasezeit) auf einem Komponentenprüfstand. Im Motorbetrieb wurde aber festgestellt, dass diese Ventile keine reproduzierbare Ergebnisse hinsichtlich Ansteuerparameter und Motorbetriebsverhalten lieferten, sodass die oben beschriebene schrittweise Einstellung für jeden Betriebspunkt und jeden einzelnen Zylinders des Vierzylindermotors notwendig war.

Somit konnte durch die durchgeführten Untersuchungen der Nachweis geführt werden, dass die Piloteinblasung in die Vorkammer auch bei einem Vollmotor die Verbrennung im Bereich der Magerlaufgrenze stabilisieren kann. Nachteilig ist der hohe Steuerungs- und Regelaufwand, der mit den zurzeit verwendeten Komponenten nicht geeignet ist, dieses Verfahren in einem Pkw einzusetzen. Hier ist, insbesondere für die Komponente zur exakten Gasdosierung (Taktventil), aber auch zur Gestaltung der Kammerkerzen weitere Entwicklungsarbeit notwendig. Erst danach kann beurteilt werden, ob dieses Verfahren für erdgasbetriebene Kraftfahrzeuge geeignet ist.

## 7. Erdgasbrennverfahren mit Wasserstoffanreicherung

In einigen Studien wird davon ausgegangen, dass Erdgasfahrzeuge eine Brücke zum emissionsfreien Wasserstoffantrieb bilden können [164]. Das geschieht vor dem Hintergrund, dass die Speicherung regenerativ erzeugten Stromes immer noch sehr schwierig ist. Auf der anderen Seite besteht die Möglichkeit aus elektrischem Strom Wasserstoff zu erzeugen. Dieser auf dem Weg der Elektrolyse gewonnene Wasserstoff kann zurzeit kaum genutzt werden, da keine entsprechende Infrastruktur vorhanden ist. Die Umwandlung von regenerativ erzeugtem Wasserstoff in synthetisches Erdgas und die Einspeisung in das vorhandene Erdgasnetz ist möglich [165], [166], [167]. Da die Erzeugung eines synthetischen Erdgases (Kohlenwasserstoff  $\text{CH}_4$ ) und die spätere Verbrennung dieses Gases mit der Freisetzung von Kohlendioxid aus Sicht der  $\text{CO}_2$ -Emissionsverringerung nicht erstrebenswert sein kann, beschäftigen sich seit Jahren Forschungsprojekte mit der Beimengung von regenerativ erzeugten Wasserstoff in die vorhandenen Erdgasnetze [168], [169]. Wenn zukünftig im bestehenden Erdgasnetz ein Gasgemisch aus fossilem Erdgas und regenerativ erzeugten Wasserstoff vorhanden ist, so werden auch die vorhandenen Erdgasfahrzeuge mit einem Gemisch aus Erdgas und Wasserstoff betrieben werden. Hierzu müssen die Auswirkungen eines solchen wasserstoffhaltigen Gases auf die relevanten Bauteile und Verbrennungsverfahren im Fahrzeug bekannt sein. In Italien, einem Land mit einem relativ hohen Erdgasfahrzeuganteil, werden zurzeit in einer Modellregion Tankstellen eingerichtet, an denen ab dem Jahr 2012 bereits Fahrzeug mit einem Erdgas-Wasserstoffgemisch betankt werden können [170]. Dass ein wasserstoffunterstütztes Erdgasbrennverfahren durchaus Vorteile bieten kann, soll hier noch behandelt werden. Hierbei wird auch auf die mögliche Erzeugung von wasserstoffhaltigen Gas an Bord eines Fahrzeuges eingegangen. Abgesehen von den erhöhten sicherheitstechnischen Anforderungen und der spezifischen Probleme, die Wasserstoff hinsichtlich der Materialien und Dichtigkeit der Systeme besitzt, ist die Erdgas- und Wasserstofftechnik für Verbrennungsmotoren als Fahrzeugantrieb vergleichbar. Das betrifft vor allem die Druckgastanks als Energiespeicher, aber auch die Gemischbildungssysteme, da sich die beiden Kraftstoffe hinsichtlich des Wobbe-Indexes kaum unterscheiden. Somit ist es hinsichtlich der Durchflusseigenschaften möglich Ventile und Injektoren für den Wasserstoff- und Erdgasbetrieb identisch zu dimensionieren. Hierbei darf jedoch nicht unerwähnt bleiben, dass die Anforderungen an einen Wasserstoffinjektor hinsichtlich Dichtheit im Motorbetrieb aufgrund der weiten Zündgrenzen dieses Kraftstoffes wesentlich höher sind, als bei Erdgas. Ein Injektor, der sich im Wasserstoffbetrieb bewährt hat, ist auch für Erdgas geeignet. Ein Injektor, der bei Erdgas gut arbeitet, kann aber aufgrund von

minimalen Undichtigkeiten (Nadelprellen) im Wasserstoffbetrieb bei der Direkteinblasung in den Brennraum Probleme bereiten. Bei diesen Leckagen kann es zu Verbrennungsanomalien in Form von Klopfen und vor allen Glühzündungen kommen. Auch ein Hineinbrennen der Flamme in die Dichtflächen des Injektors (Nadelsitz oder Plattenventilfläche), ob nun von der Hauptverbrennung oder aus unkontrollierten Glühzündungen kann nicht ausgeschlossen werden. Tritt so ein „Hineinbrennen“ auf, so erfolgt kurz- und mittelfristig (wenige Betriebsstunden) eine Schädigung des Injektors, was im Anschluss meist zur kompletten Undichtigkeit führt.

Die Verwendung von Gemischen aus Erdgas und Wasserstoff in einem Verbrennungsmotor ist nicht neu, wobei man bei dem als Kraftstoff bekannten „Hythane®“ in der Regel nur etwa 6..7 Prozent Wasserstoff (energiebezogen) dem Erdgas beimengt [171].

In [102] werden folgende Vorteile von Gemischen aus Erdgas und Wasserstoff aufgelistet:

- anteilige Absenkung der Emissionen von Kohlenstoffverbindungen im Wasserstoff-Mischungsverhältnis
- Erweiterung des überstöchiometrischen Betriebsbereiches und damit Wirkungsgradsteigerung bei gleichzeitiger Senkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen möglich (Nutzung der weiten Zündgrenzen von H<sub>2</sub>-Gemischen)
- Erhöhung der Verbrennungsgeschwindigkeit, vorteilhaft für den Magerbetrieb
- Erhöhung der Reichweite durch die höhere Energiespeicherdichte von Erdgas im Vergleich zum reinen Wasserstoffbetrieb
- Nutzung der vorhandenen Komponenten und Infrastrukturen für Erdgasfahrzeuge

Neben diesen Vorteilen des Mischbetriebes sind auch Nachteile vorhanden. Das betrifft einmal die Infrastruktur. Bis auf ganz wenige Ausnahmen sind Erdgastankstellen heutzutage direkt an das Erdgasversorgungsnetz angeschlossen. Im Bereich der Tankstelle erfolgt lediglich die Trocknung und Kompression des Gases. Um nun aber im Rahmen einer „Kraftstoffherstellung“ Wasserstoff dem Erdgas zuzuführen sind kostspielige Ausrüstungen im Bereich der Tankstelle erforderlich, z.B. die Schaffung großer Gasmischstationen bzw. Speichertanks. Eine derartige Infrastruktur für ein Erdgas/Wasserstoffgemisch zu schaffen, wird von den Energiekonzernen bisher abgelehnt. Abzuwarten bleibt, ob durch die verstärkte Nutzung regenerativer Energie hier ein Umdenken bezüglich eines Wasserstoff-Erdgasgemisches in den Erdgaspipelines erfolgt. Bei den heutigen „Insellösungen“ ist bezüglich des Aufwandes nicht mit wesentlichen

Einsparungen gegenüber einer reinen H<sub>2</sub>-Infrastruktur zu rechnen. Des Weiteren muss man im Bereich der Komponenten für den Wasserstoffbetrieb wesentlich höhere Anforderungen erfüllen, die für Erdgas nicht zwingend notwendig sind (z.B. die Dichtheitsproblematik und die Frage der Versprödung von metallischen Werkstoffen durch die Metallhydridbildung).

Interessant wird es aber, wenn z.B. in Biogasanlagen ein Teil des Biogases in Wasserstoff umgewandelt wird und dann unter Nutzung der hervorragenden Verbrennungseigenschaften von Wasserstoff oxidiert wird. Hiermit wäre eine weitere Möglichkeit vorhanden, regenerativ erzeugten Wasserstoff in einem Verbrennungsmotor zu nutzen. Die verstärkte Nutzung von Biogas als Kraftstoff kann also ein Weg zur Nutzung regenerativer Energien im Kraftfahrzeug sein [172]. Die Hauptbestandteile sind sowohl beim Biogas, als auch beim Erdgas Methan, wobei bei Biogasen der Methangehalt mit ca. 60..70% vergleichsweise gering ist und ein hoher Stickstoffanteil zur Verringerung des Heizwertes führt und auch eine erhöhte NO<sub>x</sub>-Bildung hervorrufen kann.

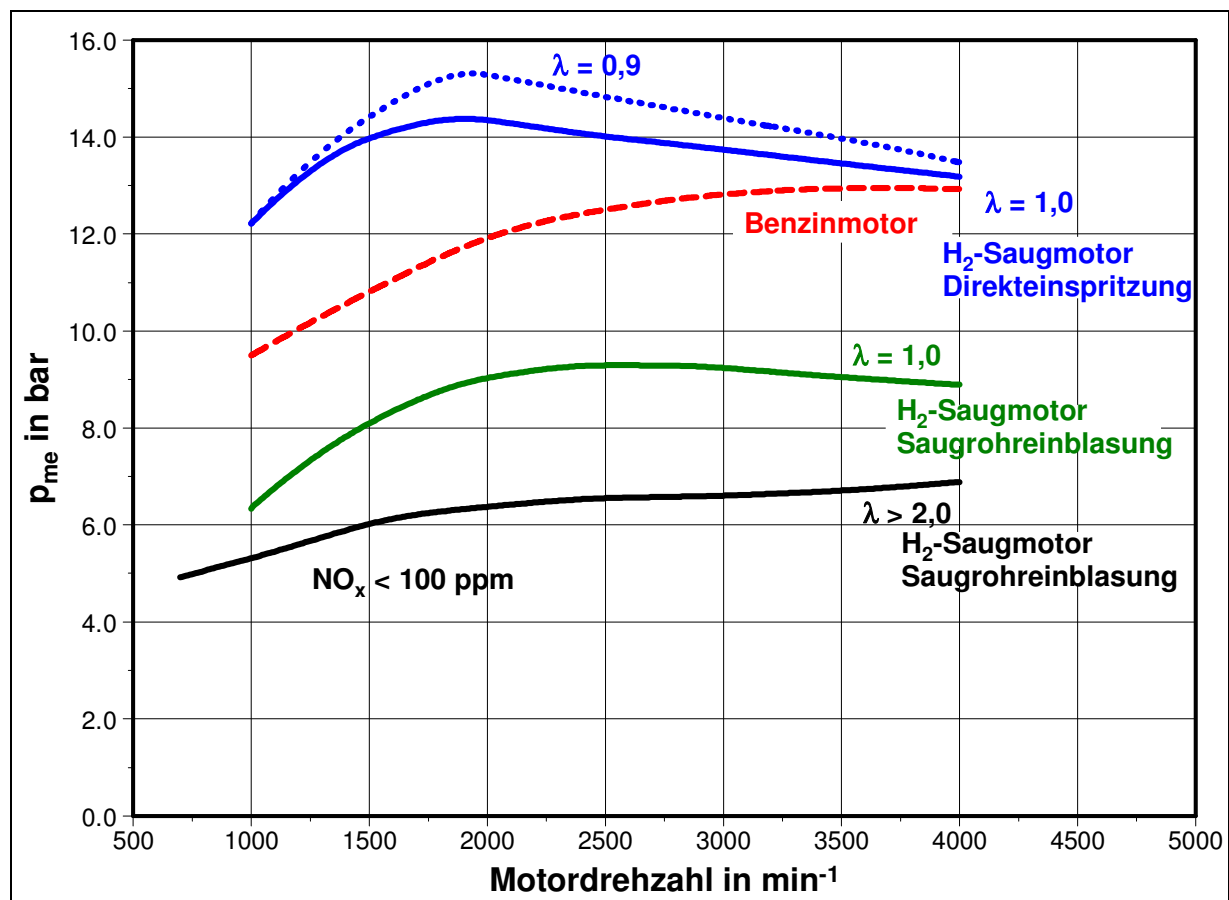
Die Möglichkeit Wasserstoff aus Methan mit unterschiedlichen Methoden industriell herzustellen ist das gängige Verfahren zur Erzeugung von Wasserstoff. Hier setzen natürlich die Kritiker einer Wasserstoffverwendung im Kraftfahrzeug an. Solange man Wasserstoff durch Einsatz von Energie aus fossilen Brennstoffen gewinnt, wird die lokale Emissionsfreiheit durch Emissionen in der Kraftstoffherstellung kompensiert. Gelingt es aber, den Wasserstoff regenerativ zu erzeugen oder aber über die Möglichkeit der onboard-Reformation mit einem hohen Wirkungsgrad im Fahrzeug zu gewinnen, so könnte das zukunftsweisend sein. Mit regenerativ erzeugtem Wasserstoff (aus Solar- oder Windstrom, oder auch aus Biogas) kann die Speicherproblematik der regenerativen Energie zum einen ansatzweise gelöst werden. Zum anderen kann mit diesen Gasfahrzeugen nahezu emissionsfrei gefahren werden, was momentan sonst nur mit Elektrofahrzeugen (lokal) möglich ist.

Hier kommt es auch zum gegenseitigen Technologieaustausch von Brennstoffzellen- und Verbrennungsmotorenfahrzeugen, denn die Reformer zur Erzeugung von Wasserstoff im Fahrzeug sind natürlich in erster Linie auf dem Gebiet der Brennstoffzellenfahrzeuge entwickelt worden. Im Gegensatz zu einem Verbrennungsmotor kann eine Brennstoffzelle, in Abhängigkeit vom Typ nur mit ganz bestimmten Kraftstoffen betrieben werden. So können die üblichen Fahrzeugbrennstoffzellen (PEMFC), im Gegensatz zu verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen, nur mit Wasserstoff als Kraftstoff arbeiten. Auf die Vorteile des Betriebs eines Fahrzeugmotors mit Erdgas und einem Gemisch aus reformatorisch erzeugtem Wasserstoff wird im Abschnitt 7.2 eingegangen.

## 7.1 Erdgas-Wasserstoffgemische als Kraftstoff zum Betrieb von Kraftfahrzeugen

Neben einer Reihe von Vorteilen der Verbrennung von Wasserstoff in einem Fahrzeugmotor, wie leichte Entflammbarkeit, nahezu frei von Abgasemissionen, gute Wirkungsgrade aufgrund der schnellen Verbrennung, gibt es zwei wesentliche Nachteile. Beide Nachteile, der geringe Gemischheizwert und die geringe Energiespeicherdichte beruhen auf der bei Normbedingungen sehr geringen Dichte des Wasserstoffes (siehe Abschnitt 3.1).

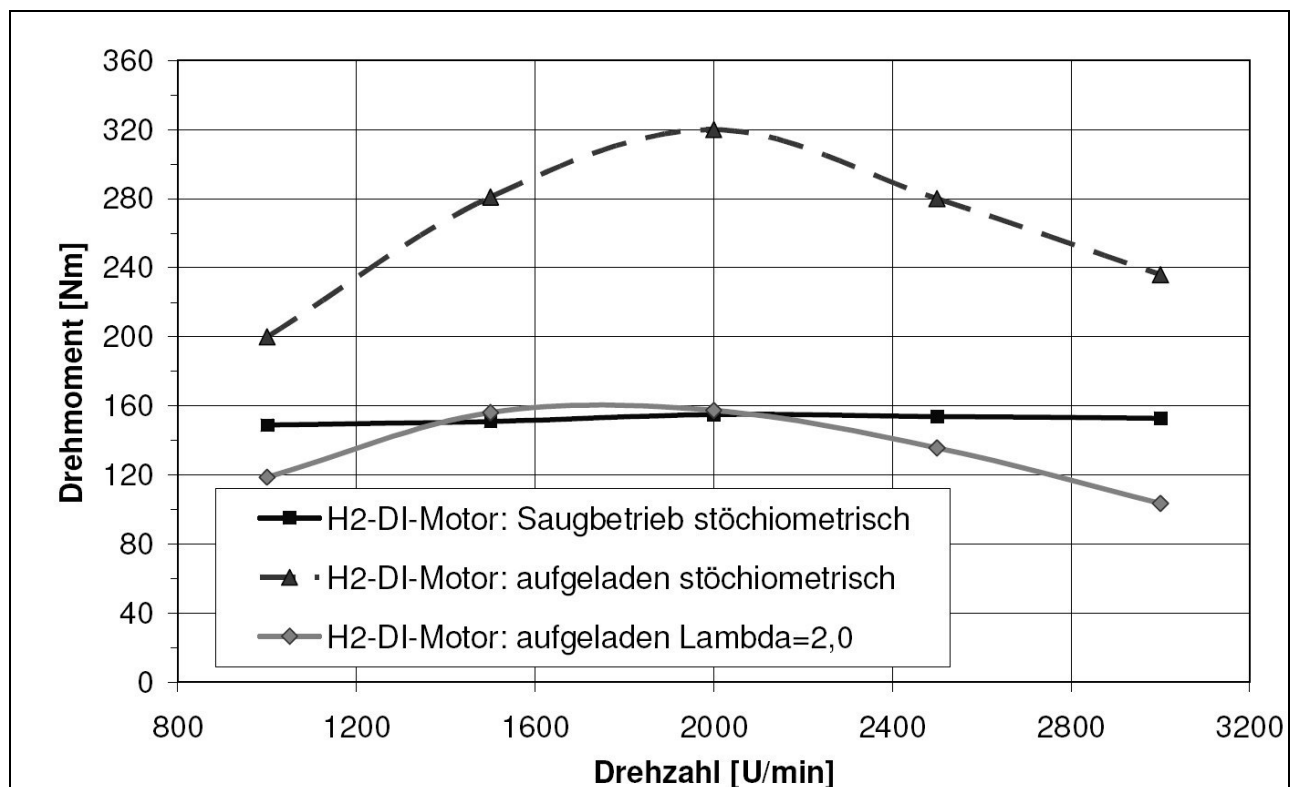
Betreibt man nun einen konventionellen Verbrennungsmotor mit Wasserstoff, der in das Saugrohr eingeblasen wird, so ist eine deutliche Reduzierung der Leistung des Verbrennungsmotors gegenüber dem Benzinbetrieb die Folge, wie aus **Bild 7.1** erkennbar ist. Um die Leistung eines mit Wasserstoff betriebenen Verbrennungsmotors zu steigern, bietet sich die direkte Einblasung des Kraftstoffes zur Erhöhung des Gemischheizwertes an, bzw. die Aufladung, wodurch die Gemischdichte erhöht wird. [88], [174].



**Bild 7.1** Volllastverhalten eines Wasserstoffverbrennungsmotors mit unterschiedlichen Betriebsstrategien im Vergleich zum Benzinbetrieb nach [173]

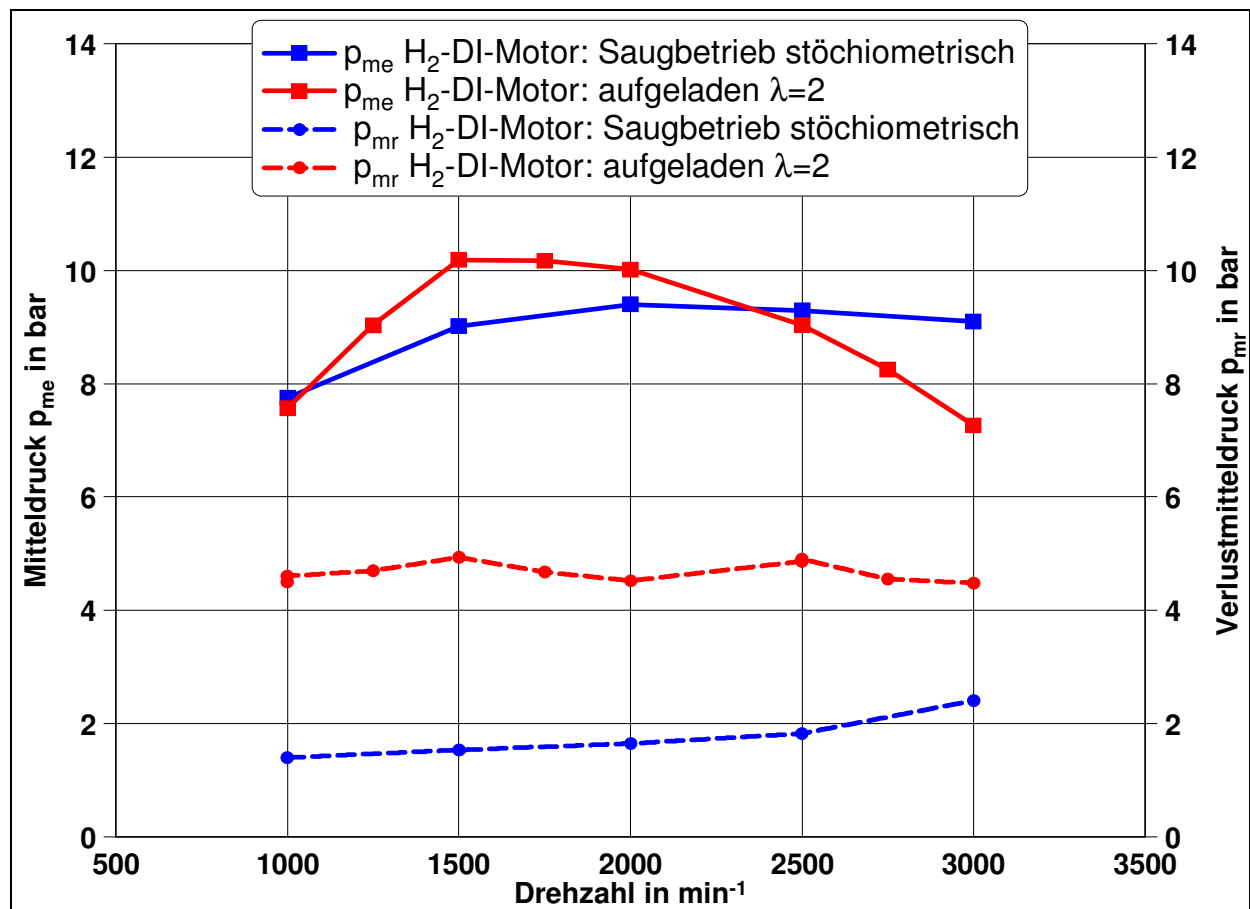


Bei der Aufladung ist zu berücksichtigen, dass der Betrieb eines Wasserstoffmotors mit überstöchiometrischen Gemischen, z.B. in der Form einer Qualitätsregelung denkbar ist, hier aber spezielle Anforderungen zu erfüllen sind. So gelten für die Abstimmung eines Abgasturboaggregates ähnliche Kriterien, wie unter 4.3 für Erdgas bereits erwähnt. Jedoch sind im Wasserstoffbetrieb im Vergleich zum Erdgasbetrieb höhere Ladedruckwerte allein zur Kompensation des Leistungsdefizites durch den geringen Gemischheizwert bei äußerer Gemischbildung notwendig. Erschwerend kommen bei magerem Wasserstoffbetrieb die vergleichsweise niedrigen Abgastemperaturwerte hinzu, die einen schnellen Ladedruckaufbau bei Abgasturboaufladung behindern. Aufgrund der hohen  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei stöchiometrischem Motorbetrieb mit Wasserstoff wird angestrebt den Motor mager zu betreiben. Hier muss aber berücksichtigt werden, dass bei magerem Betrieb eines Wasserstoffmotors im Vergleich zum stöchiometrischen Benzinbetrieb der Gemischheizwert sehr viel geringer ist ( $\text{HG}_{\text{H}_2\text{-äußere Gemischbildung}} \approx 1,9 \text{ kJ/dm}^3$ ,  $\text{HG}_{\text{H}_2\text{-innere Gemischbildung}} \approx 2,3 \text{ kJ/dm}^3$  bei  $\lambda = 2,0$ ; während  $\text{HG}_{\text{Benzin-äußere Gemischbildung}} \approx 3,7 \text{ kJ/dm}^3$  bei  $\lambda = 1,0$ ). Dieses Defizit muss über das Aufladeaggregat ausgeglichen werden.



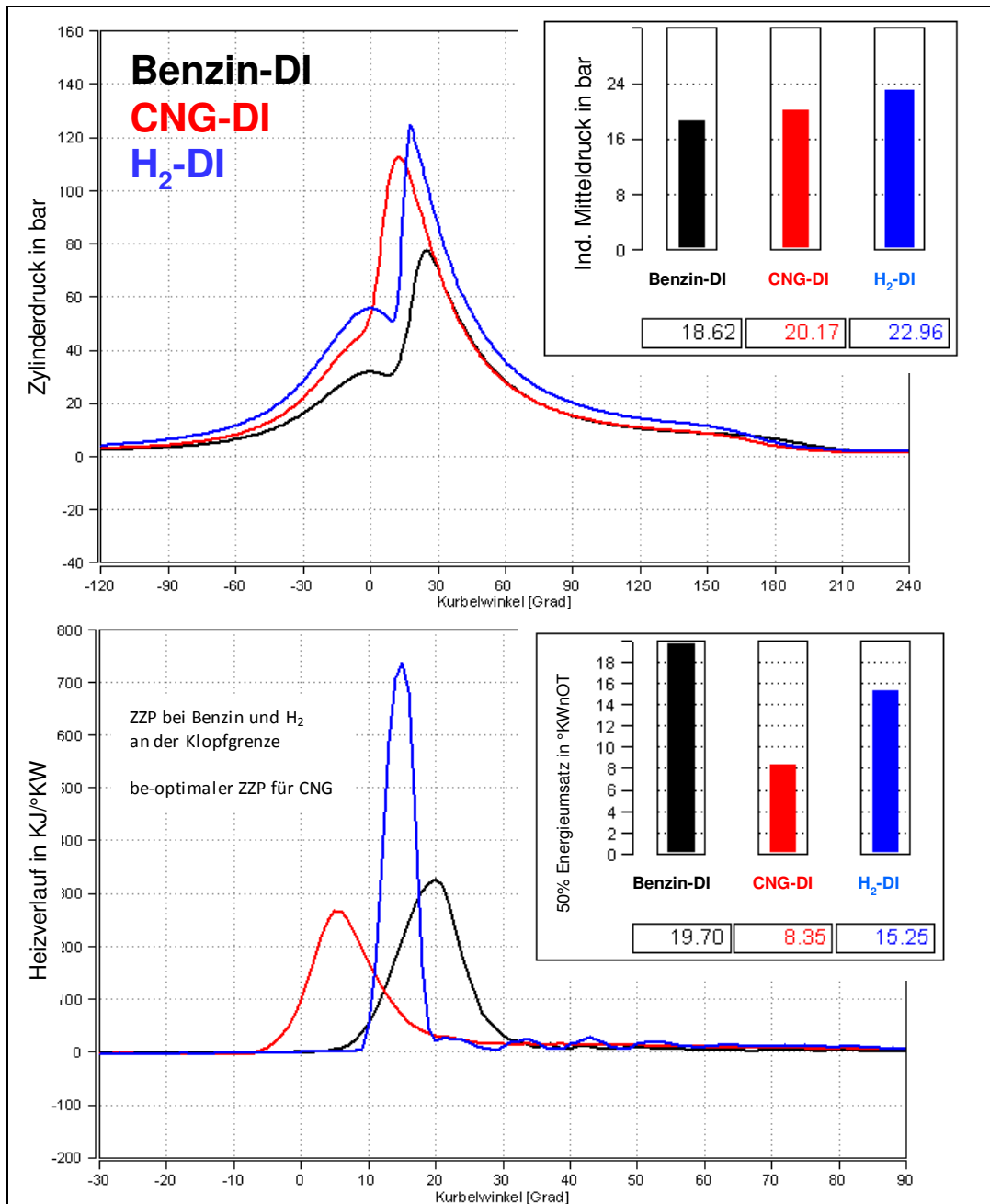
**Bild 7.2** Vollastverhalten eines Wasserstoffverbrennungsmotors mit Direkteinblasung und mechanischer Aufladung [174]

Eine Möglichkeit zur Kompensation des geringen Gemischheizwertes im Wasserstoffbetrieb ist die direkte Einblasung von Wasserstoff in Kombination mit Aufladung. Insbesondere die Direkteinblasung bietet die höchsten Gemischheiz- und somit Mitteldruckwerte für einen Verbrennungsmotor (siehe hierzu auch **Bild 3.8**, Seite 130). In [174] wurde die Kombination  $H_2$ -Direkteinblasung und Aufladung mit einem mechanischen Lader untersucht und für den Antrieb eines Prototypenfahrzeuges entwickelt. Die Kombination mit Kompressor der Firma Eaton (M42) wurde gewählt, da für das entsprechende Fahrzeug ein sehr hoher und schneller Drehmomentbedarf bei niedrigen Drehzahlen wünschenswert war (erforderliche Motorleistung für den Hubbetrieb eines Gabelstaplers). Das führte zwangsläufig zu entsprechenden Einschränkungen im Drehzahlband, da der mechanische Lader sehr hoch übersetzt werden musste und der überstöchiometrische Wasserstoffbetrieb kaum Vorteile im Vergleich zum Saugbetrieb (**Bild 7.2**) mit sich brachte, da der entsprechende Luftbedarf zu einem sehr hohen Antriebsleistungsbedarf (mechanischer Verlust) des mechanischen Aufladeaggregates führte (**Bild 7.3**) [88].



**Bild 7.3** Einfluss des überstöchiometrischen Betriebs eines  $H_2$ -DI-Verbrennungsmotors mit mechanischer Aufladung auf den effektiven und den Verlustmitteldruck

Hierzu muss erwähnt werden, dass der vergleichsweise hohe Verlustmitteldruck beim Saugbetrieb daraus resultiert, dass der mechanische Lader angekoppelt war, aber so eingestellt wurde, dass kein Ladedruckaufbau stattfand.



**Bild 7.4** Zylinderdruck- und Verlauf der Energieumsetzung bei Benzin-, Erdgas- und Wasserstoffbetrieb (Volllast,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , innere Gemischbildung mit Aufladung)

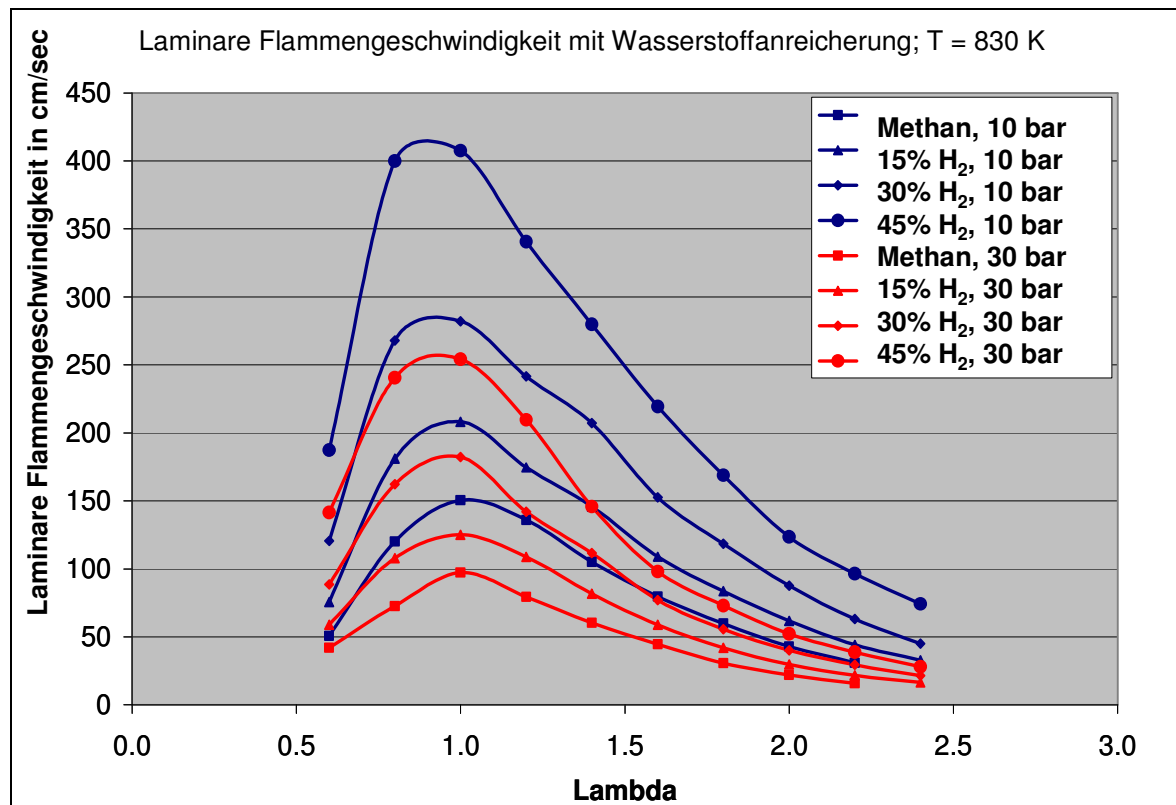
Die Anreicherung eines Erdgas-Gemisches mit Wasserstoff ist eine Möglichkeit, um die Verbrennung von Erdgas zu beschleunigen, ohne die starken Einbußen im Mitteldruck zu haben, die der reine Wasserstoffbetrieb mit äußerer Gemischbildung mit sich bringt [102]. Neben der

beschleunigten Verbrennung bietet der Wasserstoff-Erdgasmischbetrieb auch Vorteile hinsichtlich des Klopfverhaltens, wie **Bild 7.4** zeigt. Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, wo die Klopfgefahr aufgrund des langsam ablaufenden Arbeitsspiels sehr hoch ist, sind weder im Benzin-, noch im Wasserstoffbetrieb wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunktlagen möglich. Mit Wasserstoff sind hier zwar leichte Vorteile im Vergleich zum Benzinbetrieb erkennbar, was auf den sehr schnellen Energieumsatz zurückgeführt wird. Erdgas kann jedoch trotz hoher Aufladegrade, wegen der sehr hohen Klopfestigkeit des Kraftstoffes wirkungsgradoptimal, mit ca.  $8^\circ$  Schwerpunktlage nach dem Zünd-OT verbrannt werden. Eine Schwerpunktlage von  $6..10^\circ$  KW gilt für Saugmotoren und mechanisch aufgeladenen Motoren hinsichtlich des Zielkonfliktes thermischer Wirkungsgrad und Wandwärmeverluste, wie bereits erwähnt, als optimal. Bei abgasturboaufgeladenen Motoren muss berücksichtigt werden, dass eine spätere Verbrennungsschwerpunktlage an der Volllast bei niedrigen Drehzahlen oft vorteilhaft hinsichtlich des Ladedruckaufbaus ist. Hier wirken sich die erhöhte Enthalpie des Abgasmassenstromes und die daraus resultierende erhöhte Luftmasse, die dem Verbrennungsmotor zugeführt wird, positiv auf den spezifischen Verbrauch des Motors aus.

Beachtenswert ist die hohe Druckanstiegsgeschwindigkeit bei der Verbrennung von Wasserstoff, die auf die hohe laminare Brenngeschwindigkeit zurückgeführt werden kann. Für die Verbesserung ottomotorischer Brennverfahren (ob nun mit Benzin oder anderen gasförmigen Kraftstoffen) kann dies genutzt werden, wenn es gelingt den Wasserstoff mit geringen Verlusten an Bord des Fahrzeuges herzustellen oder als Kraftstoff ein Gas-Wasserstoffgemisch bereitzustellen [175].

Die Anreicherung eines Erdgas-Luftgemischs schon mit geringen Anteilen von Wasserstoff führt zur deutlichen Steigerung der laminaren Flammengeschwindigkeit, wie im **Bild 7.5** erkennbar ist (Untersuchungen in einer Verbrennungsbombe mit konstanter Anfangstemperatur und unterschiedlichen Anfangsdrücken). Die Schwierigkeit besteht darin, die Vorteile des schnellen Durchbrennens von Wasserstoff in Verbindung mit dem sehr geringen Zündenergiebedarf im Verbrennungsmotor zu nutzen. Aus Sicht des thermischen Wirkungsgrades ist der Gleichraumprozess anzustreben, das heißt eine schlagartige Wärmezufuhr im oberen Totpunkt. Dies ist mit einer Wasserstoffverbrennung bei stöchiometrischem Luftverhältnis nahezu möglich, führt aber nicht zu entsprechenden Vorteilen im Gesamtwirkungsgrad. Verantwortlich hierfür sind die mit einer derartigen Energieumsetzung verbundenen hohen Prozesstemperaturen, die zu einem überproportionalen Anstieg der Wandwärmeverluste führen. Somit kann der Einsatz von Wasserstoff nur erfolgreich zu einer Wirkungsgradverbesserung führen, wenn der

„normale“ Verbrennungsprozess ohne Anreicherung von Wasserstoff eine zu späte, nicht wirkungsgradoptimale Verbrennungslage aufweist. Das ist zum Beispiel bei starker Abmagerung oder Restgasverdünnung der Fall.

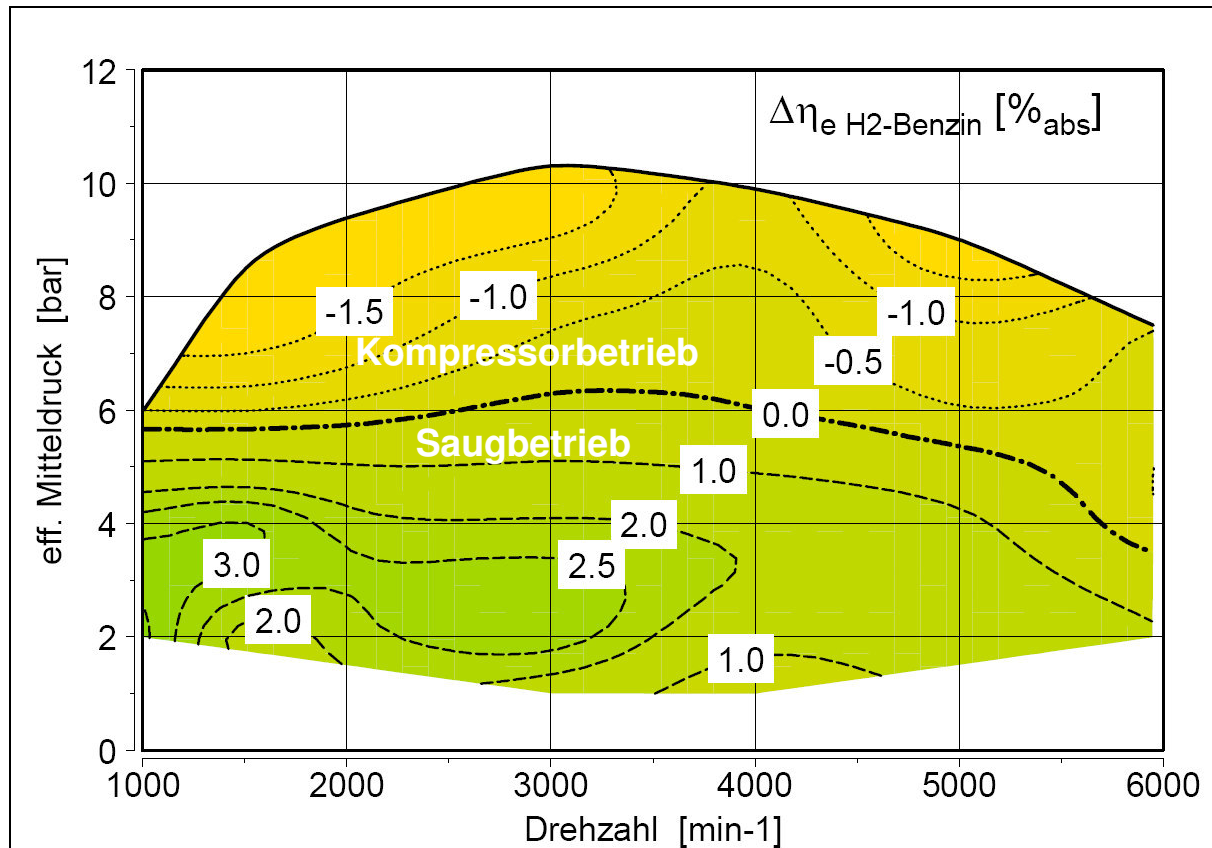


**Bild 7.5** Laminare Brenngeschwindigkeit eines Methan-Luftgemisches mit Wasserstoffanreicherung bei unterschiedlichen Anfangsdrücken [176]

Das ist generell der Fall, wenn im Teillastbereich die Verringerung der Ladungswechselverluste durch Entdrosselung angestrebt wird. Die Senkung der Ladungswechselverluste kann durch überstöchiometrischen Betrieb oder durch Erhöhung des Restgasanteiles erfolgen (externe AGR oder interne AGR mit variablen Ventilsteuerzeiten). Auf diese Maßnahmen wird im Abschnitt 7.2 näher eingegangen.

Dass reiner Wasserstoffbetrieb im Vergleich zu einem konventionellem Motorbetrieb mit Benzin nur wenige Vorteile im Wirkungsgradverhalten bringt, zeigt das **Bild 7.6**. Im niedrigen Teillastbereich kann durch überstöchiometrischen Betrieb ( $\lambda \approx 1,8 \dots 2,5$ ) des Motors noch ein Wirkungsgradvorteil von etwa 3% erzielt werden. Spätestens aber mit der Notwendigkeit des Einsatzes des mechanischen Aufladeaggregates kann hier aufgrund der Leistungsanforderung an den Motor weniger abgemagert werden. Somit sind weder in der Leistung, noch im

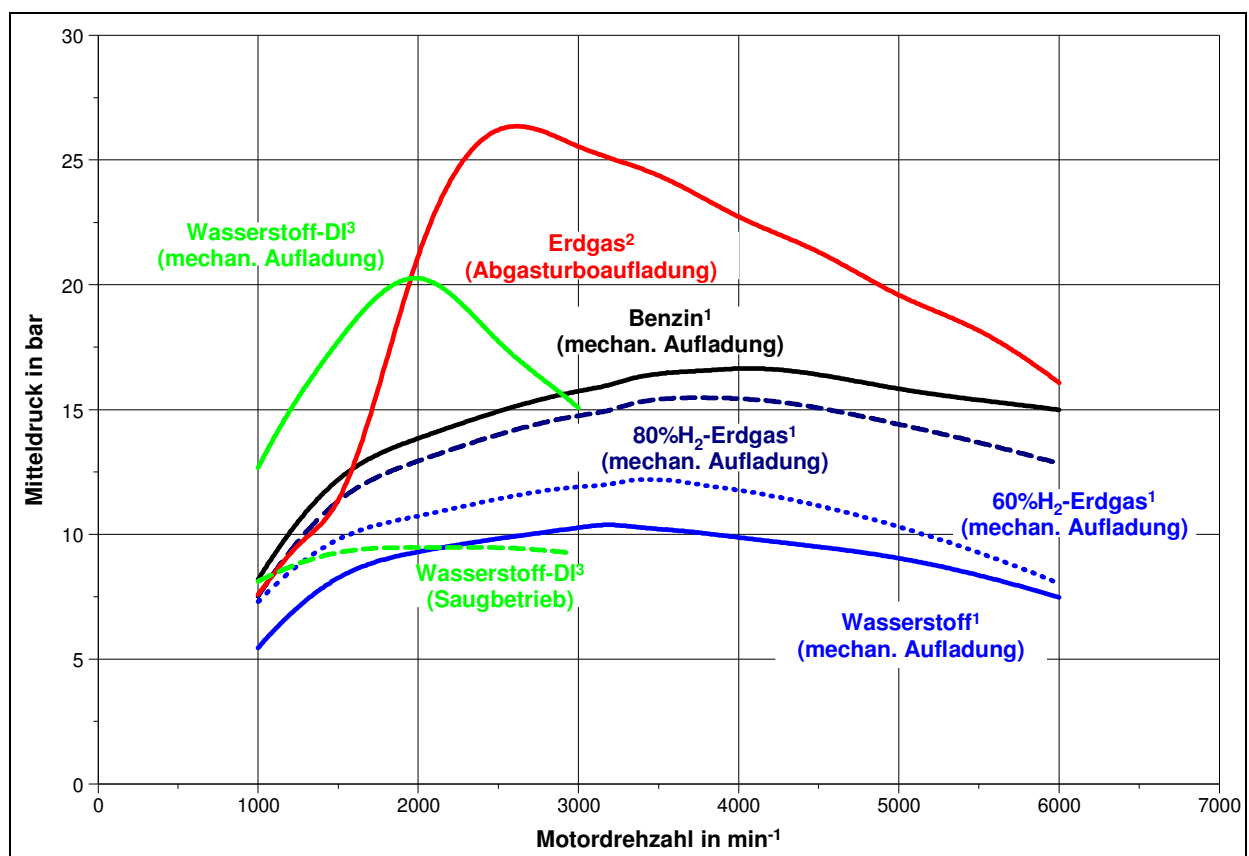
Wirkungsgrad Vorteile des Wasserstoffbetriebes im Vergleich zum Benzinbetrieb möglich. Auf eine Leistungsanhebung durch stöchiometrischen Betrieb wurde jedoch mit dem Verweis auf Glühzündungen und Rückzündungserscheinungen verzichtet [102].



**Bild 7.6** Wirkungsgradvergleich des Wasserstoff- und Benzinbetriebes eines mechanisch aufgeladenen 1,8l – Vierzylindermotors [102]

Eigene Untersuchungen (mit Wasserstoffdirekteinspritzung) zeigten ebenfalls eine starke Anfälligkeit für Glühzündungen bei Luftverhältnissen von  $\lambda \approx 1,2 \dots 1,8$ , die auch mit den Möglichkeiten der direkten Einbringung des Kraftstoffes (spätes Einblasen) nicht ganz verhindert werden konnten. Hier muss bei der Auslegung des Brennverfahrens von Anfang an festgelegt werden, ob die Wirkungsgradvorteile durch den überstöchiometrischen Betrieb die Nachteile in der Leistungsausbeute kompensieren. Aufgrund des zu meidenden Luftverhältnissbereiches ist es nicht einfach möglich vom Magerbetrieb auf stöchiometrischen Betrieb umzuschalten, da in den Übergangsphasen Glühzündungen auftreten können, die zwangsläufig zu einer Schädigung des Motors führen. Im Versuchsstadium konnten mit einer direkten Einblasung von Wasserstoff Messungen in diesen kritischen Bereichen durchgeführt werden, da mittels Zylinderdrucküberwachung eine zyklusgenaue Abschaltung und damit eine

Schädigung des Motors vermieden werden konnte. Bei einer äußeren Gemischbildung ist dies jedoch, auch im reinen Prüfstandsversuch nicht möglich. Durch eine Beimengung von Erdgas können diese Anomalien vermieden und gleichzeitig die Gemischdichte erhöht werden. Trotzdem kann die Leistung des Benzinbetriebes nicht erreicht werden, wie das **Bild 7.7** zeigt. Auch die Mitteldruckwerte einer direkten Wasserstoffeinblasung werden mit dem Wasserstoff-Erdgas-Mischbetrieb und äußerer Gemischbildung nicht erreicht. Zwar ist das mechanische Aufladeaggregat beim Wasserstoff-DI sehr stark auf einen niedrigen Drehzahlbereich angepasst worden, die erzielten Mitteldruckwerte sind aber für Wasserstoffmotoren nahezu einmalig. Im **Bild 7.7** wird weiterhin an einen ähnlichen Motor der Einfluss der Abgasturboaufladung auf den Erdgasbetrieb gezeigt und das Potenzial demonstriert, dass durch den Übergang von der Kompressor- zur Abgasturboaufladung gegeben ist.



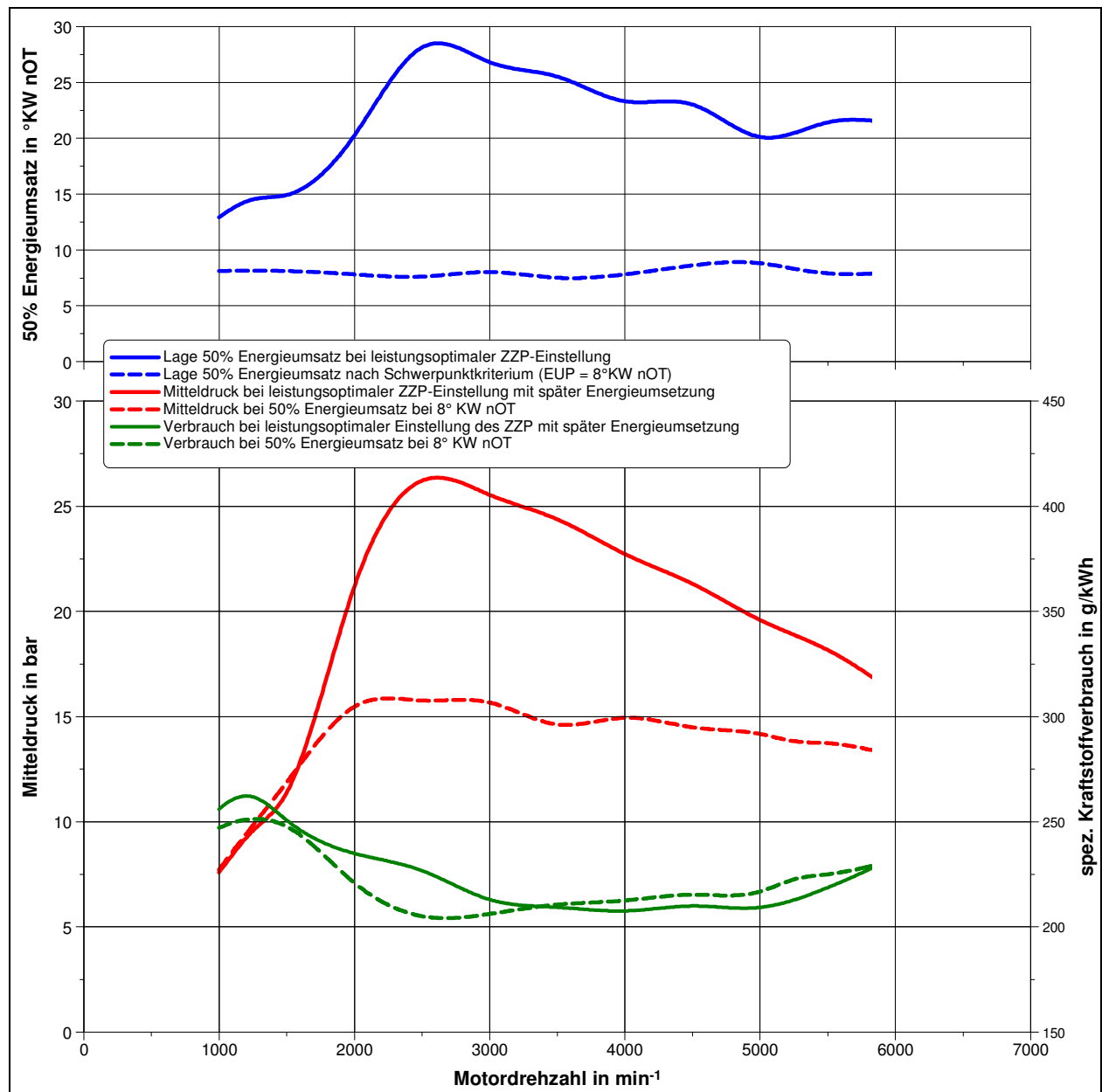
**Bild 7.7** Vollastverhalten im Wasserstoff-Erdgas-Mischbetrieb im Vergleich mit reinem Benzin-, Erdgas- oder Wasserstoffbetrieb

<sup>1</sup> 1,8 l-Vierzylindermotor mit M42-Lader (Eaton), äußere Gemischbildung, Untersuchungen des VKM - TU Graz [102]

<sup>2</sup> 1,8 l-Vierzylindermotor mit ATL (BWTs), Äußere Gemischbildung

<sup>3</sup> 2,0l-Vierzylindermotor mit M42-Lader (Eaton), innere Gemischbildung, Drehzahl von vornherein durch Antriebskonzept des Fahrzeuges (Drehzahlband des hydrostatischen Fahrtriebes) begrenzt

Prinzipiell kann auch ein Wasserstoffmotor mit einer Abgasturboaufladung ausgerüstet werden, wobei hier auf die Auswahl und Abstimmung der Ladegruppe im Vordergrund steht. Die Abgasenthalpie (-temperatur) ist aufgrund der sehr schnell ablaufenden Verbrennung bekanntlich niedriger gegenüber dem Motorbetrieb mit den Kraftstoffen Benzin oder Erdgas. Bei der Auslegung eines Verbrennungsmotors mit Aufladung ist es jedoch oft sinnvoll konventionelle (saugmotorische) Betriebsweisen außer Acht zu lassen. Das gilt in erster Linie für die Wahl des Zündzeitpunktes an der Volllast.



**Bild 7.8** Mitteldruck und Verbrauch eines abgasturboaufgeladenen Erdgasmotors in Abhängigkeit vom Ablauf der Verbrennung



So führt ein klopfbedingter später Zündwinkel bei Saugmotoren zwangsläufig zu Leistungs- und Verbrauchseinbußen. Bei aufgeladenen Motoren kann die entstehende Abgasenthalpie durch das Aufladeaggregat genutzt werden. Durch die dadurch erhöhte Luftmenge sind deutlich höhere Mitteldruckwerte realisierbar und der spezifische Verbrauch liegt, trotz späten Zündzeitpunktes und daraus resultierend späten Energieumsatz auf dem Niveau der frühen Schwerpunktlage (**Bild 7.8**).

Somit kann ein Wasserstoffmotor mit Abgasturboaufladung durchaus realisiert werden, wobei aber der höhere Luftbedarf (Gemischheizwertproblematik, Abschn. 3.1) im Vergleich zu Erdgas berücksichtigt werden muss. Ein Gemisch aus Erdgas und Wasserstoff (Erhöhung des Gemischheizwertes) könnte hier hinsichtlich der Anforderungen an die Aufladegruppe, z.B. kleinere Turbinen und Verdichter (besseres Ansprechverhalten) Vorteile mit sich bringen

## 7.2 Erdgas-Wasserstoffbetrieb mit Onboard-Reformation von Wasserstoff

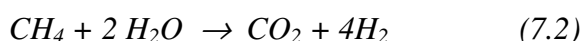
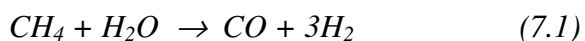
Bekannt ist, dass eine Anreicherung des Verbrennungsgemisches mit leichtentflammbaren Gasen den Zündungs- und Entflammungsprozess in Verbrennungsmotoren positiv beeinflussen kann. Auf die eine Möglichkeit ein Gasfahrzeug von vornherein mit einem leichtentflammbaren Gasgemisch zu betreiben wurde im vorigen Abschnitt bereits eingegangen. Auch die Probleme, die eine solche Technik hinsichtlich der Infrastruktur mit sich bringt, wurden erwähnt und sind sicher auch der Grund, warum derartige Verfahren meist abgelehnt werden. Denkbar ist natürlich auch der getrennte Transport und die getrennte Zumengung eines leichtentflammbaren Gases, aber auch dies führt beim Betrieb eines Verbrennungsmotors mit zwei Kraftstoffen zu einem sehr hohen Steuerungsaufwand und einem hohem Aufwand hinsichtlich der Speicherung und Mitführung eines zweiten Kraftstoffes.

Aus diesem Grund wurden in den letzten Jahren Verfahren untersucht, bei denen eine Zumengung von wasserstoffhaltigen Gas erfolgt, das erst in einem Reformer onboard aus den ohnehin mitgeführten Kohlenwasserstoffen erzeugt wird [177], [178], [179], [180], [181]. Ein Großteil dieser Entwicklungen basiert auf Reformertechnologien, die im Rahmen der Brennstoffzellenentwicklung entstanden sind, um eine Lösung für das Speicherproblems des Wasserstoffs zu ermöglichen. Im Folgenden wird nun untersucht inwieweit diese Reformergase und -technologien auch Vorteile für den konventionellen Verbrennungsmotor mit sich bringen.

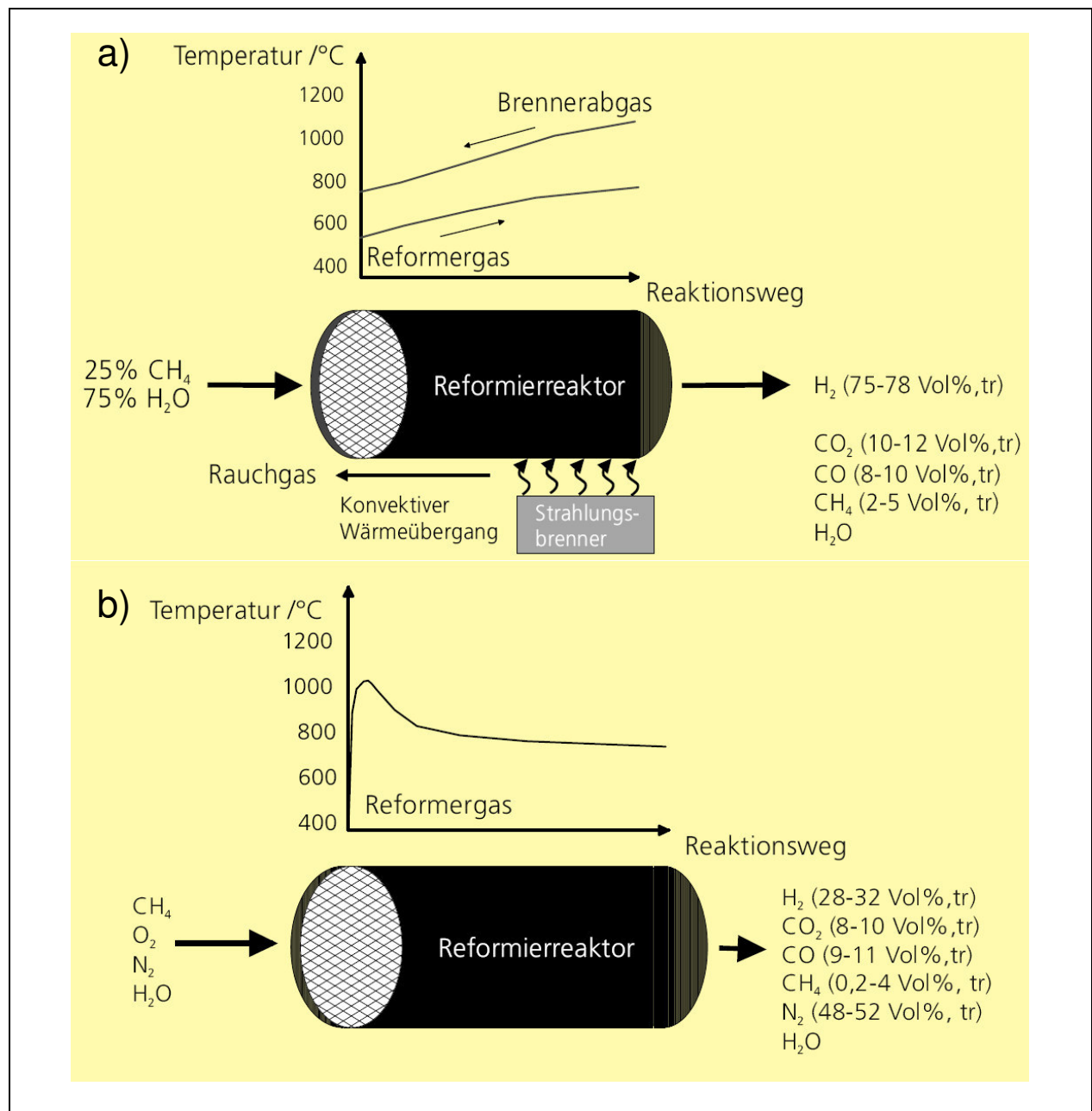
### 7.2.1 Grundlagen der Wasserstoffreformation aus fossilen Kraftstoffen

Prinzipiell unterscheidet man bei der Reformation von Methan und anderen Kohlenwasserstoffen zwei Verfahren. Großtechnisch am häufigsten genutzt wird die Methandampfreformation zur Herstellung von Wasserstoff. Hierbei wird dem Reformer, wie aus **Bild 7.9** erkennbar ein Gemisch aus 25% Methan und 75% Wasserdampf zugeführt und im Reformer entsprechend den Reaktionsgleichungen 7.1 und 7.2 umgesetzt.

*Erdgasreformation im Methandampfreformer:*



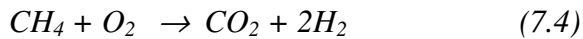
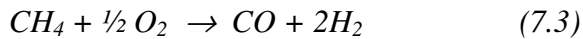
Da diese Reaktionen stark endotherm sind, muss der Reaktor von außen beheizt werden. Diese Umwandlungstechnologie besitzt entscheidende Nachteile für die Nutzung in einem Kraftfahrzeug. So muss neben dem Erdgas eine große Menge Wasser und zusätzlich noch Heizenergie dem Reformer zugeführt werden.



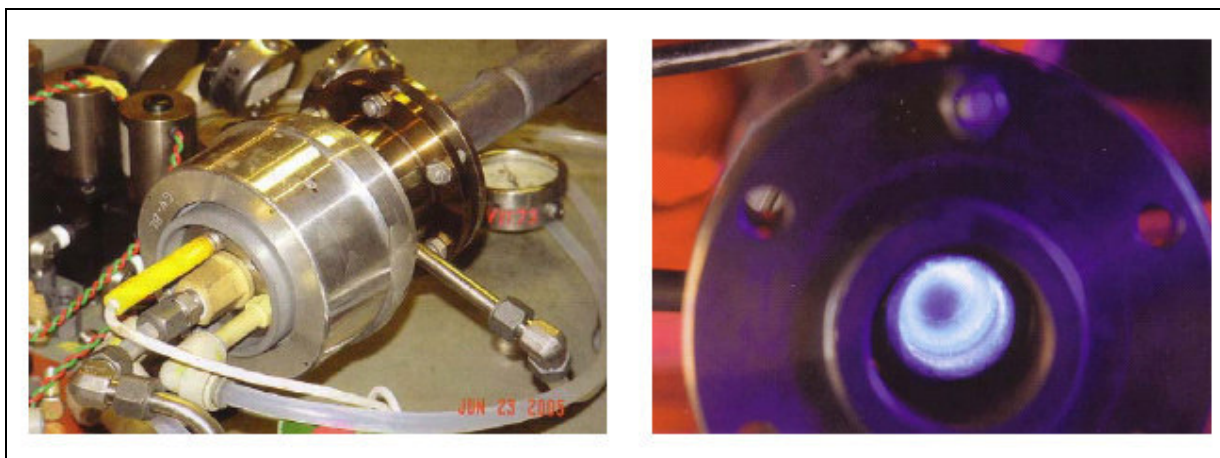
**Bild 7.9** Wasserstoffherstellung durch Reformierung von Methan a) Methandampfreformer  
b) autothermer Methanreformer [182]

Aus diesem Grund kommt für eine Onboard-Reformation nur die im **Bild 7.9** ebenfalls dargestellte autotherme Reformation in Frage, bei der neben den Reaktionen (7.1) und (7.2) noch zusätzliche partielle Oxidationsreaktionen auftreten (Gln. (7.3) und (7.4)).

*Partielle Oxidationsreaktionen bei der autothermen Erdgasreformation:*



Diese Oxidationsreaktionen erzeugen die nötige Wärme für die endothermen Reformationsreaktionen, was aber auch zu einer Erwärmung des Reformergases führt. Dass das erzeugte wasserstoffhaltige Gas somit eine sehr hohe Temperatur besitzt, muss in entsprechenden Wärmebilanzen für die Mischung von Ansaugluft mit Reformergas berücksichtigt werden und notfalls muss eine Kühlung des Gases erfolgen, um Leistungseinbußen aufgrund der Dichtereduzierung zu vermeiden.

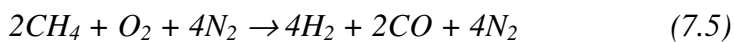


**Bild 7.10** Plasmatronreformer (Prototyp) entwickelt am MIT in Boston [101]

Die in der Literatur erwähnten autothermen Reformer (**Bild 7.10**) unterscheiden sich in der Art der Wasserstofferzeugung nur wenig. Die prinzipiellen Unterschiede liegen in der Einbringung des zu reformierenden Kohlenwasserstoffes, den Katalysatoren für die Reaktionen und der Art und Weise, wie diese Reaktionen angeregt und gesteuert werden. Da alle diese Reformer sich noch im reinen Versuchsstadium befinden, erfolgten die Untersuchungen zur Reformertechnologie an einem Verbrennungsmotorenprüfstand mit einer Mischstation für Reformergase. Hiermit war man in der Lage die Zusammensetzung des „Reformergases“

entsprechend zu mischen. Bei der Verwendung eines synthetischen Reformergases in einem Verbrennungsmotor ist es notwendig, die Verlustanteile der beiden ablaufenden Oxidationsprozesse getrennt zu betrachten, um letztendlich eine Wirkungsgradbilanz für das Gesamtsystem aufzustellen. Zunächst müssen die Verluste des Reformationsprozesses betrachtet werden. Der Reformationsprozess im sogenannten Plasmatronreformer (Energiezufuhr für die Anregung der endothermen Reaktion erfolgt durch Erzeugung eines Plasmas) läuft nach der in (7.5) gezeigten chemischen Gleichung ab:

*Erdgasreformation im autothermen Plasmatronreformer bei Luftzufuhr:*



Diese Gleichung unterscheidet sich hinsichtlich der Reaktionen nicht von der Gleichungen (7.3), nur soll hier bereits darauf hingewiesen werden, dass bei den Reaktionen der Luftstickstoff bei der Gaszuführung berücksichtigt werden muss. Das ist insbesondere für die Dimensionierung der medienführenden Bauteile notwendig, aber auch hinsichtlich der zu erzielenden Leistung bei einem mit Reformergas betriebenen Verbrennungsmotor, da der Stickstoffanteil im Reformergas auch zu einer Absenkung des Gemischheizwertes führt.

Bei dieser exothermen Reaktion kommt es zu chemischen Verlusten, die mittels einer Heizwertbilanzierung der Reaktionsprodukte relativ einfach bestimmt werden können, wie nachfolgend gezeigt:

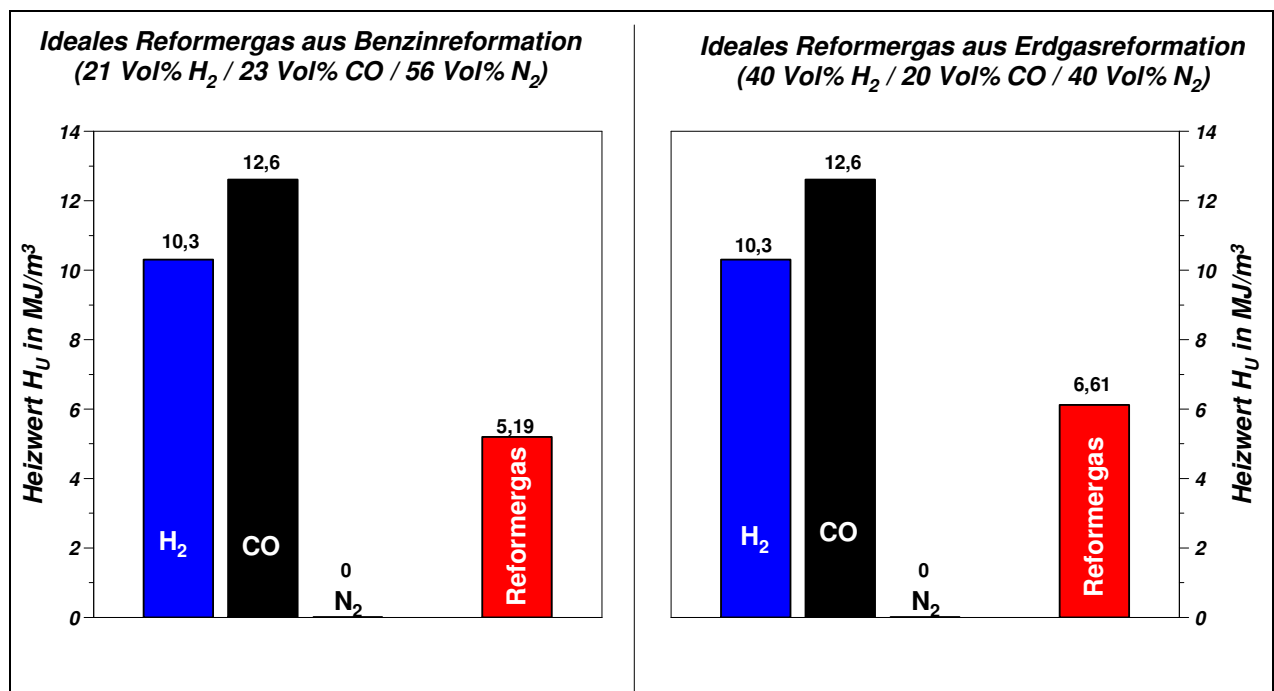
*Modellrechnung mit 1 kg Methan:  $H_u = 49,57 \text{ MJ/kg}$   
Gewichtsanteile: 75 % Kohlenstoff, 25 % Wasserstoff*

Wasserstoffbilanz: 
$$\overset{250 \text{ g}}{2[H]} \Rightarrow \overset{250 \text{ g}}{H_2}$$
  
 $H_u = 120,0 \text{ MJ/kg} \rightarrow \text{Energie } H_2: 30,000 \text{ MJ}$

Kohlenstoffbilanz: 
$$\overset{750 \text{ g}}{2[C]} + O_2 \Rightarrow \overset{1750 \text{ g}}{2CO}$$
  
$$\begin{array}{cc} 2 \text{ mol} & 2 \text{ mol} \\ * 12 \text{ g/mol} & * 28 \text{ g/mol} \end{array}$$
  
 $H_u = 10,1 \text{ MJ/kg} \rightarrow \text{Energie CO: } 17,675 \text{ MJ}$

Energiebilanz über Heizwerte:  $H_2 + CO: 47,675 \text{ MJ}$   
Erdgas:  $49,568 \text{ MJ}$   
 $\Rightarrow \text{Heizwertverlust ca. } 3,8 \text{ \%}; (\text{ideale Umwandlung! real geschätzt ca. } 10\%)$

Für die Erdgasreformation betragen diese Verluste lediglich ca. 4...5% (je nach Zusammensetzung des Erdgases) und sind somit deutlich geringer als bei der Reformation von Benzin, was auf dem hohen Anteil von Wasserstoffmolekülen bei Methan beruht. Aus Untersuchungen am Plasmatronreformer bei der Reformation von Benzin ist bekannt, dass die realen Umwandlungsverluste, die aus der benötigten elektrischen Energie für die Erzeugung des Plasmatrons und der Kraftstoffaufbereitung (Einblasung mit hohem Druck) entstehen, deutlich höher sind [183], [184] so dass im realen Reformergasbetrieb mit Verlusten von etwa 10...15% für den Reformierungsprozess von Erdgas zu rechnen ist. Zu bemerken ist, dass diese Verluste deutlich geringer sind, als die Verluste für die Benzinreformation (20...25%) und dass sich gasförmige Kraftstoffe aufgrund der leichteren Gemischaufbereitung besser für die Reformierung eignen.



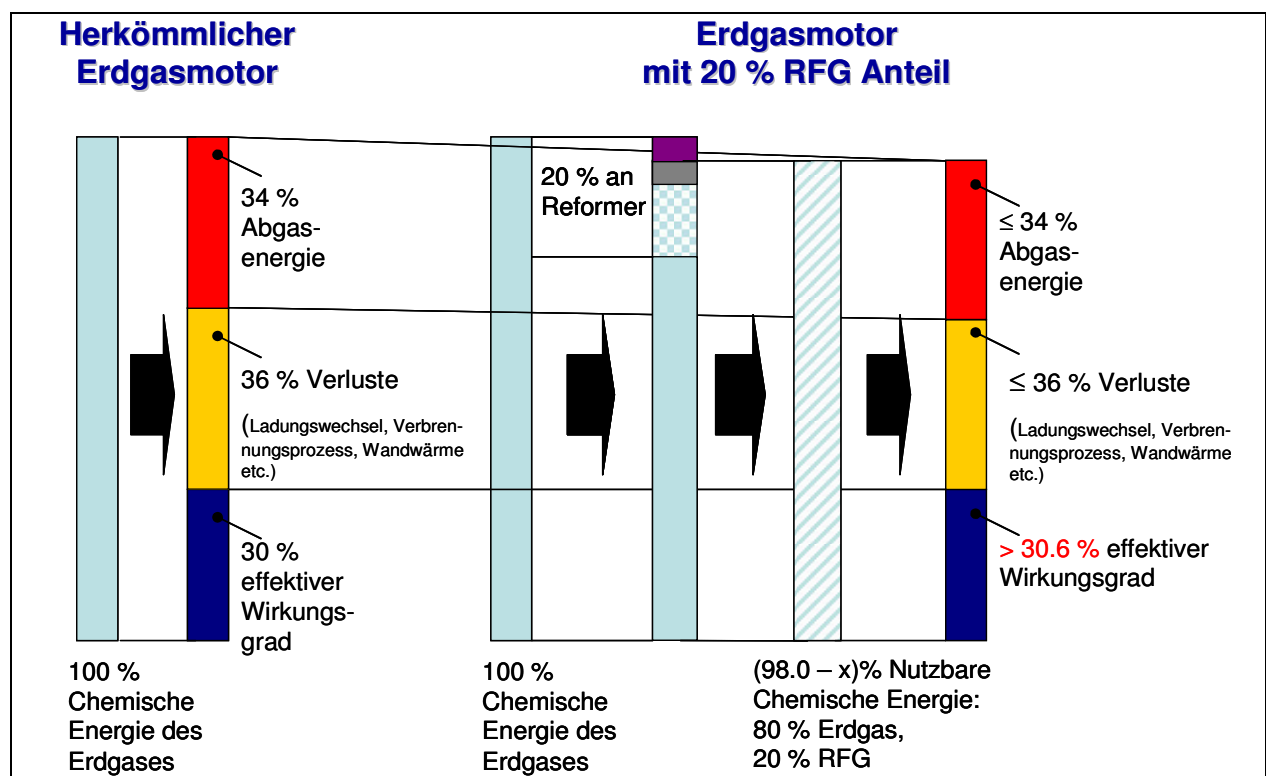
**Bild 7.11** Heizwert und Zusammensetzung "idealer" Reformergase

Für die Oxidation von Reformergas in einem Verbrennungsmotor ist auch von Bedeutung, dass das Gas zu einem großen Anteil aus Stickstoff besteht, der aus der Reformierreaktion mit Luft resultiert. Das führt letztlich zu einem relativ geringen volumetrischen Heizwert des Gasgemisches (**Bild 7.11**) und somit auch zu Leistungsverlusten bei einem Saugmotor. Dieser Nachteil bezüglich der Leistung wird durch die geringe Gemischdichte aufgrund der bereits erwähnten hohen Temperaturen des Gases noch erhöht und muss durch entsprechende Maßnahmen beim Verbrennungsmotor (Aufladung mit Ladeluftkühlung) kompensiert werden.

Der niedrige Heizwert macht es auch nötig, dass nur soviel Reformergas zugemengt wird, wie für die Verbrennung optimal ist, worauf im folgenden Abschnitt eingegangen wird.

### 7.2.2 Erdgasverbrennung mit wasserstoffhaltigem Reformergas

Die Umwandlungsverluste des Reformationsprozesses müssen durch Vorteile im Verbrennungsprozess kompensiert werden, damit der Gesamtwirkungsgrad den Einsatz eines derartigen Systems rechtfertigt, wie im **Bild 7.12** im Rahmen einer Verlustteilung exemplarisch für einen Teillastbetriebspunkt dargestellt ist. Bei dieser Modellrechnung wird davon ausgegangen, dass dem Verbrennungsmotor ein Gasgemisch aus Erdgas und wasserstoffhaltigem Reformergas im energiebezogenen Mischungsverhältnis von 80/20% zugeführt wird. Wie bereits erwähnt, ist der Reformierungsprozess aufgrund der endothermen Reaktion und dem Aufwand für die Kraftstoffaufbereitung und Aktivierung des Umwandlungsprozesses (Plasmatronerzeugung) verlustbehaftet. Dieser Verlust wird im Folgenden mit ca. 10% für den Umwandlungsprozess beziffert, sodass bei dem gegebenen Mischungsverhältnis von Erdgas zu Reformergas ca. 98% der ursprünglichen Kraftstoffenergie dem Verbrennungsmotor zugeführt werden. Daraus ergibt sich, dass bezogen auf den Ausgangsprozess der normalen Erdgasverbrennung der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors um mindestens 0,6% gesteigert werden muss, um überhaupt Vorteile zu erzielen.



**Bild 7.12** Verlustteilung des Gesamtprozesses für die Verbrennung von Reformergas im Motor

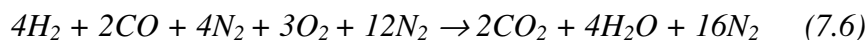


Hierzu sind also Verbesserungen im Energieumwandlungsprozess zwingend nötig. Folgende Vorteile bei der Erdgasverbrennung sind durch den Einsatz von Reformergas denkbar:

- Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrades durch schnelleren Energieumsatz
- Geringere zyklische Schwankungen durch bessere Zündwilligkeit des Gasgemisches
- Verringerung der Ladungswechselverluste durch Erweiterung der überstöchiometrischen Betriebsbereiche
- Verringerung der Ladungswechselverluste durch Verbesserung der Restgasverträglichkeit
- Rohemissionsabsenkung durch verbesserte Oxidation der Kohlenwasserstoffe und Erweiterung der Steuerungsmöglichkeiten für die Verbrennung ( $\text{NO}_x$ )
- Verbesserung der Abgasnachbehandlung (Einblasung des heißen Gases in den Abgastrakt während des Kaltstarts) um die „Anspringszeit“ des 3-Wege-Katalysators zu verkürzen

Die Verbrennung des Reformergases im Motor läuft nach (7.6) ab, wobei zu erwähnen ist, dass aufgrund der vorangegangenen partiellen Oxidation, weniger Sauerstoff, als für die normale Erdgasverbrennung benötigt wird.

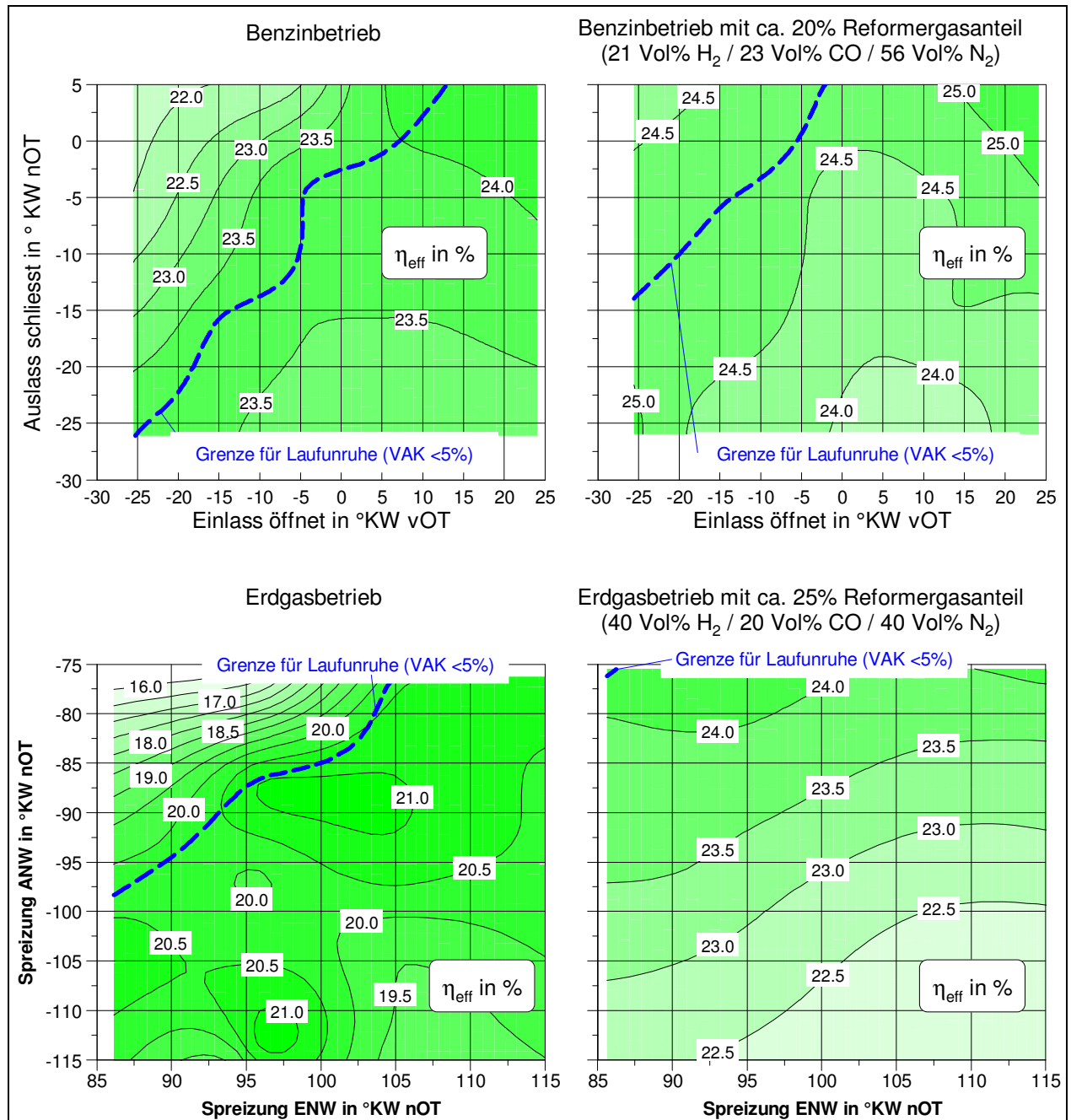
*Verbrennungsprozess Reformergas:*



Prinzipiell gibt es im Teillastbetrieb neben der Möglichkeit der Verbesserung des Hochdruckprozesses durch das wasserstoffhaltige Gas die Möglichkeit die Ladungswechselverluste zu reduzieren. Dies ist zum einen schon aufgrund des geringeren Gemischheizwertes der Fall, was zwangsläufig zu einer Entdrosselung führt. Zum anderen besteht jedoch die Möglichkeit einerseits die Verdünnung mit Restgas bei stöchiometrischem Betrieb zu erhöhen oder durch Magerbetrieb die Drosselverluste zu reduzieren. Bei überstöchiometrischen Betrieb besteht jedoch immer die Notwendigkeit nicht nur die Laufruhe stabil zu halten, sondern dies muss auch mit einer deutlichen Absenkung der Stickoxidemissionen geschehen, um die Abgasvorschriften ohne aufwändige Denox-Systeme einhalten zu können.

Untersucht wurde zunächst die Einblasung eines Gasgemisches, so wie es als ideales Produkt bei der Erdgasreformation in einem autothermen Reformer entsteht. Dieses Gas besteht aus 40 Vol%  $\text{H}_2$ , 20 Vol%  $\text{CO}$  und 40 Vol%  $\text{N}_2$ . Hierzu erfolgte bei stöchiometrischem Motorbetrieb die

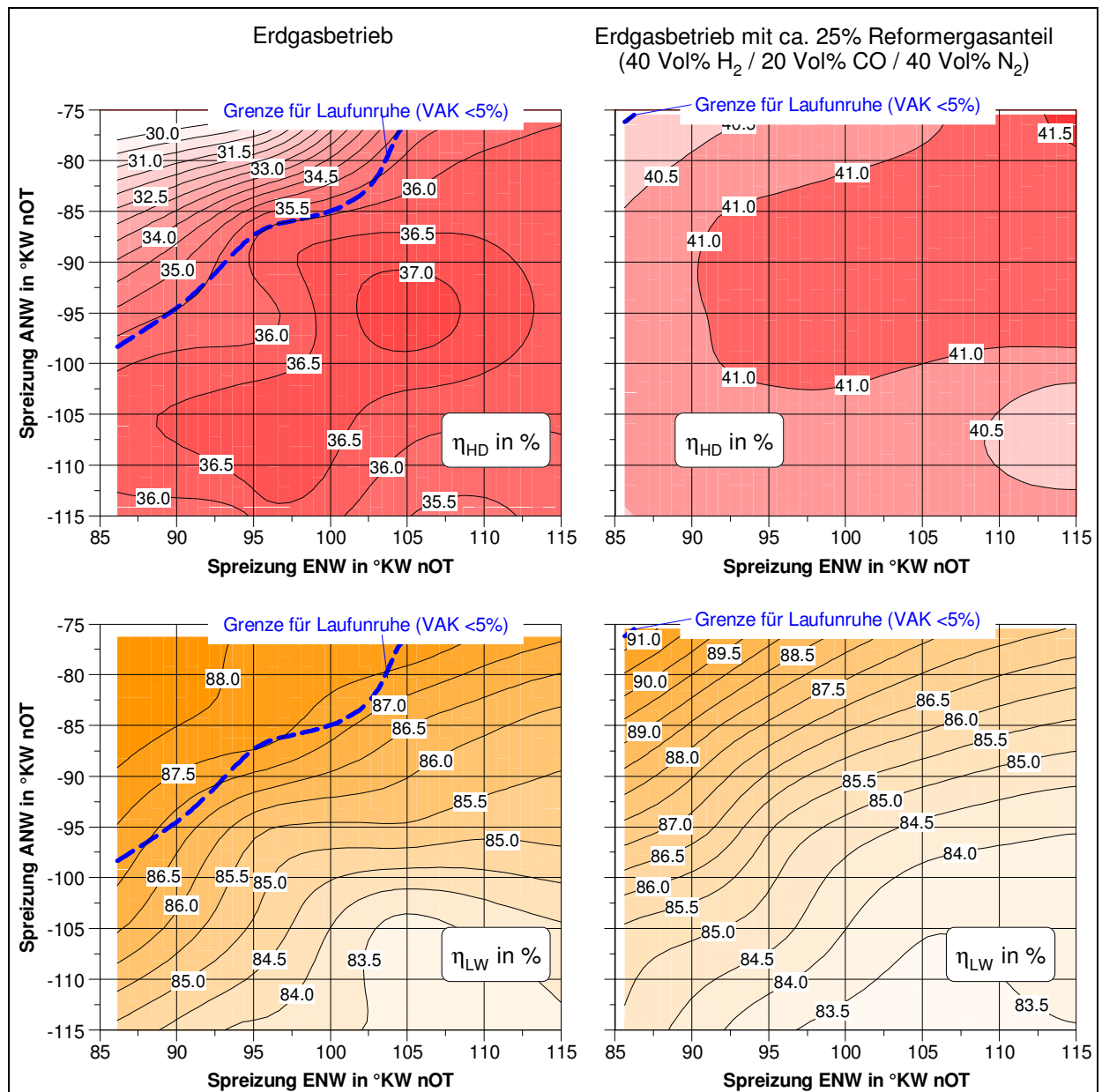
Variation des Restgasanteiles über die Verstellung der Ein- und Auslasssteuerzeiten, wie im **Bild 7.13** dargestellt. Im Vergleich dazu ist der Einfluss eines wasserstoffhaltigen Reformergases als Produkt der Benzinreformation bei einem Benzinmotor dargestellt.



**Bild 7.13** Einfluss des Mischbetriebes von Erdgas mit wasserstoffhaltigen Reformergas bei unterschiedlichen Restgasgehalten im Vergleich zu einem Benzinmotor (niedrige Drehzahl,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,0$ )

Die Ergebnisse zum Benzin- und Erdgasbetrieb sind in ihren absoluten Werten nicht unmittelbar vergleichbar, da sie an unterschiedlichen Motoren mit großen Unterschieden in der Auslegung erfolgten. So bestanden Unterschiede im Hubraum, der Zylinderanzahl und der Ausstattung mit einem Aufladeaggregat. Der relative Vergleich ist aufgrund der sehr ähnlichen Betriebspunkte dennoch zulässig und zeigt deutlich die Vorteile der Reformergaszumengung beim Erdgasbetrieb. Bei der Wirkungsgradbetrachtung sind lediglich die chemischen Umwandlungsverluste bei der Erzeugung des wasserstoffhaltigen Gases im Reformer berücksichtigt. Wie bereits erwähnt, sind diese Verluste bei der Benzinreformation annähernd doppelt so hoch, wie bei der Reformation von Erdgas, was bedeutet, dass bei der Verbrennung im Motor deutliche größere Vorteile durch die Zumengung des Gases erzielt werden müssen, um einen Vorteil im Gesamtwirkungsgrad zu erreichen. Somit bewirkt die leichte Verschiebung der Laufruhegrenze (VAK –Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes) beim Benzinbetrieb auch keine wesentlichen Vorteile im Gesamtwirkungsgrad. Im Gegenzug dazu kann beim Erdgas-Mischbetrieb beobachtet werden, dass eine Begrenzung der Ventilüberschneidung durch die Laufruhegrenze und damit der internen Restgasrückführung (bei der gewählten Motorauslegung) kaum noch vorhanden ist, was in Verbindung mit den relativ geringen chemischen Umwandlungsverlusten zu einer Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades genutzt werden kann. Bei der Gesamtbetrachtung muss auch berücksichtigt werden, dass die chemischen Umwandlungsverluste für das Reformergas recht exakt berechnet werden können. Der Aufwand für den Betrieb des Reformers (Kraftstoffaufbereitung, Energiezufuhr für den Start der autothermen Reaktion usw.) kann zurzeit noch nicht exakt ermittelt werden (Versuchsstadium der Reformer). Für den Energieumsatz im Motor ist jedoch die gewählte Betrachtungsweise mit nur der Berücksichtigung der chemischen Umwandlungsverluste korrekt, da somit der Einfluss des Gasgemisches auf die Verbrennung beurteilt werden kann.

Das **Bild 7.14** verdeutlicht die Vorteile des Erdgasmischbetriebes mit wasserstoffhaltigem Reformergas. So bewirkt die Zumengung des Gasgemisches aus Wasserstoff, Kohlenmonoxid und Stickstoff nicht nur eine Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrades, sondern auch eine Verringerung der Ladungswechselverluste.



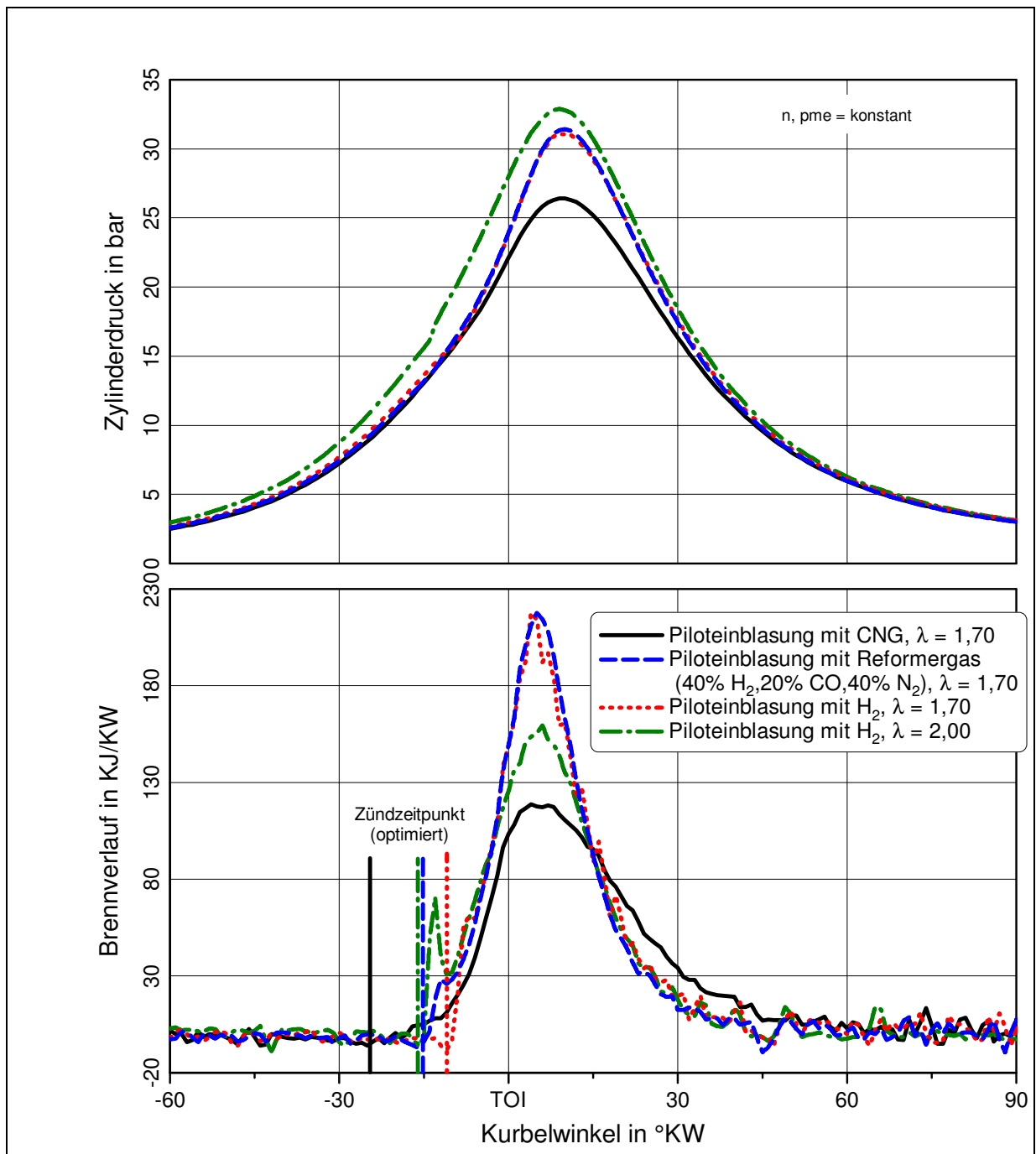
**Bild 7.14** Hochdruck- und Ladungswechselwirkungsgrad bei Erdgasmischbetrieb mit wasserstoffhaltigen Reformergas (niedrige Drehzahl,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,0$ )

Verantwortlich für die Vorteile im Hochdruckwirkungsgrad sind die gute Zündwilligkeit der Wasserstoffmoleküle, die es ermöglichen auch unter schlechten Bedingungen (niedrige Temperatur, niedriger Druck, hohe AGR-Rate usw.) das Gemisch zu entflammen. Weiterhin kommt die schnelle Energieumsetzung der H<sub>2</sub>-Moleküle zum Tragen. Mit Sicherheit ist aber auch die Mischung von reinen Gasgemischen einfacher, als dies bei der Zumengung eines Gases in einem konventionellen Benzinmotor der Fall ist.

Die Reduzierung der Ladungswechselverluste beruht neben der größeren Ventilüberschneidung in erster Linie auf dem relativ geringen volumetrischen Heizwert des Reformergases (Stickstoffanteil). Damit ist es notwendig, bei konstanter Last den Motor stärker zu entdrosseln, woraus die Hauptvorteile im Ladungswechselwirkungsgrad resultieren.

Die weiten Zündgrenzen des Wasserstoffs im Reformergas (bis  $\lambda \approx 10$  homogen entflammbar) machen neben den stöchiometrischen Betrieb auch einen überstöchiometrischen Motorbetrieb mit Zumengung von Reformergas möglich. Das ist dann besonders lohnenswert, wenn die Magerlaufgrenze soweit verschoben werden kann, dass im Vergleich zum  $\lambda = 1$ -Betrieb Wirkungsgradvorteile bei sehr niedrigen Stickoxidemissionen erzielt werden können. Neben der reinen Zumengung von Reformergas im Saugrohr eines Verbrennungsmotors ist auch die Einblasung in die Vorkammerzündkerze untersuchenswert. Die optischen und numerischen Untersuchungen zur Vorkammerzündung haben gezeigt (Abschnitt 6.5), dass die Entflammung des Gemisches im Hauptbrennraum (die Ausbreitung der Fackelstrahlen) ausschließlich vom Verbrennungsprozess in der Vorkammer abhängt. Wenn es gelingt, durch den Einsatz leicht entflammbarer Reformergasprodukte die Entflammung und Verbrennung in der Vorkammer zu verbessern, besteht die Möglichkeit den Gesamtprozess positiv zu beeinflussen. Vorteilhaft hierbei ist, dass die Einblasemenge in die Kammer sehr gering ist und somit die Verluste, die aus der reformatorischen Umwandlung resultieren gering gehalten werden. [153]

Darüber hinaus wurden Untersuchungen mit reinem Wasserstoff durchgeführt, um die Unterschiede zwischen Reformergas und Wasserstoff zu ermitteln. Im **Bild 7.15** ist erkennbar, dass diese Gase erwartungsgemäß sehr schnell entflammen und bereits unmittelbar nach der Zündung eine Energieumsetzung im Brennverlauf erkennbar ist. Erkennbar ist ebenfalls, dass es bei einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,70$  keine wesentlichen Unterschiede zwischen der Einblasung von Reformergas und der Einblasung von Wasserstoff gibt, was sich mit den Erkenntnissen hinsichtlich der Beimengung von Reformergas aus der Literatur deckt [176]. Neben der untersuchten Mischung von Erdgas und Reformergas mit äußerer Gemischbildung, den Messungen zur äußeren Gemischbildung von Erdgas und Piloteinblasung von Reformergas in die Vorkammer, stellt die innerer Gemischbildung von Erdgas in Verbindung mit Reformergas eine weitere Möglichkeit dar. Die leichtentflammbaren Gase können bei innerer Gemischbildung dort Vorteile bieten, wo aufgrund des kurzen Zeitfensters für den Gemischbildungsprozess Probleme beim Entflammungsprozess auftreten. Der Aufwand für die innere Gemischbildung ist jedoch für einen vorrangig auf Erdgas ausgelegten Motor zu hoch, sodass auf die Untersuchung dieser Kombination verzichtet wurde. [153]



**Bild 7.15** Brennverlauf eines CNG-Motors mit Piloteinblasung von wasserstoffhaltigen Reformergas in eine Vorkammerzündkerze bei niedriger Teillast [153]

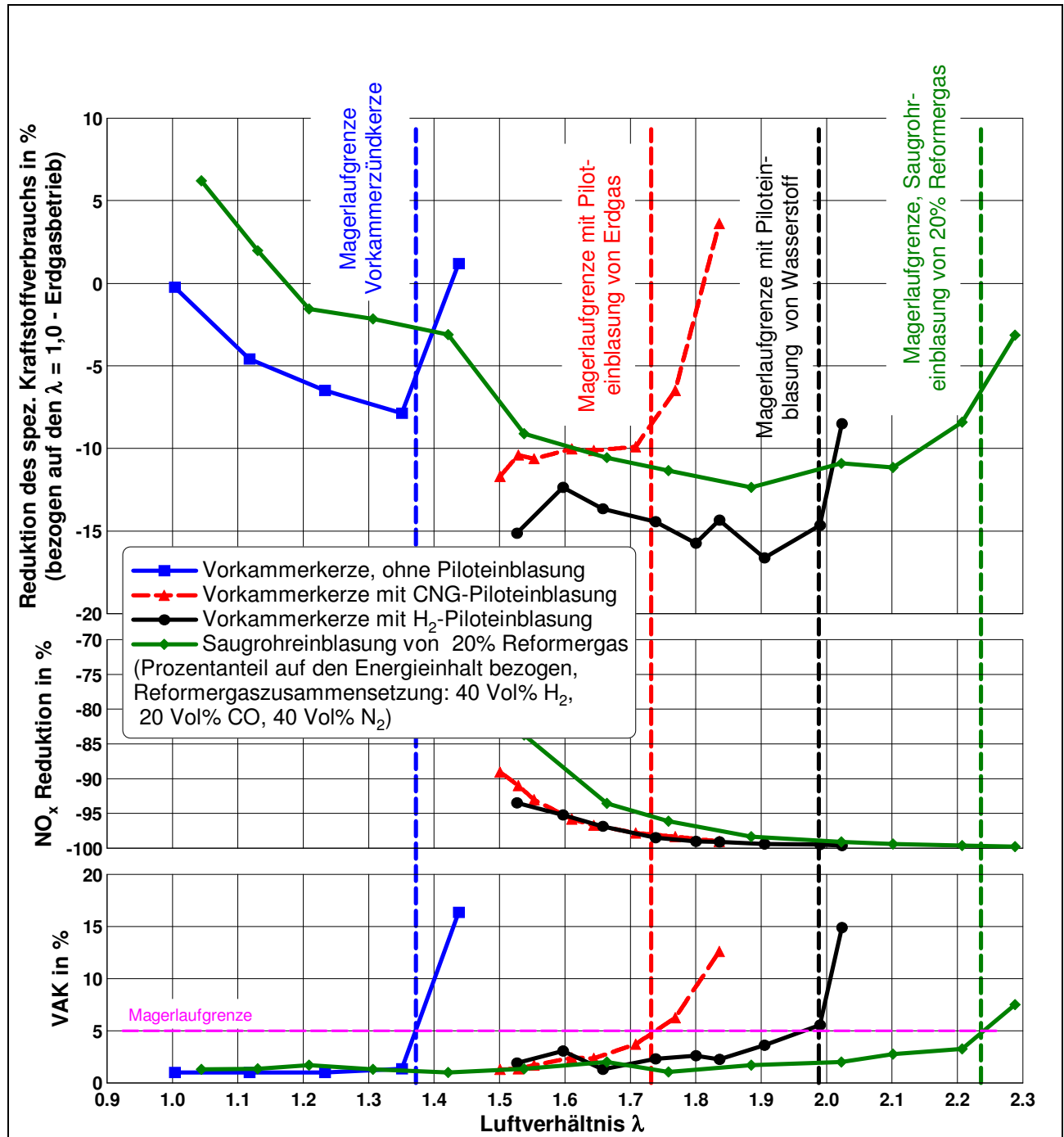
Aufgrund zeitlich hierarchischer Strukturen beim Verbrennungsablauf werden unabhängig von der Zusammensetzung des Verbrennungsgases zunächst die Wasserstoffmoleküle verbrannt. Dies zeigen die Untersuchungen, wo zunächst nur der Wasserstoffanteil bzw. der Anteil an Kohlenmonoxid verbrennt und erst danach die Energieumsetzung des Erdgases aus dem Hauptbrennraum erfolgt. Die Ursache hierfür liegt zum einen in den Schichtungseffekten des

aus der Kammer austretenden Wasserstoffes (Anstieg im Brennverlauf unmittelbar nach der Zündung). Auf der anderen Seite ist aber auch bei homogenen Gasgemischen eine Hierarchie hinsichtlich der zeitlichen Umsetzung der einzelnen Gasmoleküle vorhanden, woraus eine primäre Oxidation der  $H_2$ - und  $CO$ -Moleküle und eine sekundäre Oxidation der  $CH_4$ -Moleküle resultiert [185].

Außerdem ist die Beschreibung der Einspritzmenge mittels des gemessenen Luftverhältnisses für die Einblasung von Erdgas in Kombination mit Wasserstoff nicht korrekt, wie man auch an den Brennverlaufsunterschieden zwischen der reinen Erdgaseinblasung und der Piloteinblasung mit Wasserstoff erkennen kann. Ursache hierfür ist der sehr große Unterschied im Mindestluftbedarf von Erdgas und Wasserstoff ( $L_{\min\_Erdgas} = 16,87 \text{ kg Luft/kg Kraftstoff}$  und  $L_{\min\_Wasserstoff} = 34,0 \text{ kg Luft/ kg Kraftstoff}$ ) und die Tatsache, dass die Lambdasonde nur den Sauerstoffgehalt im Abgas für den Gesamtbrennraum misst. Auch sagt die globale Luftverhältnismessung nichts darüber aus, mit welchem Luftverhältnis der Wasserstoff umgesetzt wird und mit welchem Luftverhältnis die restlichen Gase reagieren. Somit sind Vergleiche mit reiner Erdgaseinblasung in die Kammer hinsichtlich der Entflammung und Verbrennung des Hauptgemisches nicht ohne weiteres möglich, die Ergebnisse zeigen aber trotzdem den erwarteten Trend hinsichtlich der Ausweitung der Magerlaufgrenze durch die Piloteinblasung von wasserstoffhaltigen Gasen.

Die Untersuchungen mit leicht entflammaren Gasen in der Vorkammer zeigen die Vorteile der Entflammung in einem abgeschlossenen Brennraum, aber auch die Problematik des Gemischbildungsprozesses in der Vorkammer für das gesamte Brennverfahren auf. Mit einem hohen Anteil Reformergas, der letztendlich nur über das Saugrohr eingebracht werden kann, sind ebenfalls gute Ergebnisse hinsichtlich der Erweiterung der Magerlaufgrenze möglich. Hierbei muss aber berücksichtigt werden, dass die gezeigten Vorteile der Reformergasverbrennung im Wirkungsgrad nur die chemischen Umwandlungsverluste (Heizwertverluste) berücksichtigen. Die weiteren Umwandlungsverluste können zur Zeit nur unzureichend abgeschätzt werden, da hierzu noch detaillierte Untersuchungen für den betrachteten Reformer, insbesondere für die Erdgasreformierung fehlen. Darüber hinaus ist erkennbar, dass die Vorteile bei einer wasserstoffunterstützten Erdgasverbrennung nur dort zum Tragen kommen, wo die Anforderungen an den Entflammungsprozess besonders hoch sind. Dies ist im überstöchiometrischen Motorbetrieb der Fall, aber auch bei einer Ladungsverdünnung mittels interner bzw. externer Abgasrückführung. Egal ob nun mit Saugrohreinblasung oder Piloteinblasung von wasserstoffhaltigen Reformergas in die Vorkammerkerze – in beiden Fällen ist es möglich, den Erdgasmotor mit einem hohem Wirkungsgrad bei sehr niedrigen  $NO_x$ -

Emissionen zu betreiben, womit auf eine Stickoxidnachbehandlung bei Betrieb des Motors mit Luftüberschuss verzichtet werden kann (**Bild 7.16**).



**Bild 7.16** Kraftstoffverbrauch und  $NO_x$ -Emissionen bei Erdgasverbrennung mit wasserstoffhaltigen Reformergas, mit und ohne Pilot-einblasung [153]



Bei stöchiometrischem Luftverhältnis und niedrigem Restgasgehalt (gute Entflammungsbedingungen) führt die Beimengung eines relativ hohem Anteiles Reformergases zu Wirkungsgradnachteilen, die in dem Umwandlungsverlusten des Reformers begründet sind.

## 8. Zusammenfassung / Ausblick

Seit der Mensch damit begonnen hat Maschinen zu entwickeln, die sich aus eigener Kraft fortbewegen können, stellt sich die Frage nach dem optimalen Antriebssystem. Zu Beginn der automobilen Entwicklung gab es demzufolge auch eine Reihe konkurrierender Konzepte zum Antreiben von Fahrzeugen. Diese reichten von Pulvermotoren (Rückstoßprinzip), den lange dominierenden Dampfmaschinen, über Druckluftmotoren (in Paris gab es in den 1890er Jahren ein komplettes Omnibusnetz mit Druckluftantrieben), den Verbrennungsmotoren bis hin zu Elektroantrieben. Die ideale Antriebsmaschine für ein Fahrzeug ist, im Hinblick auf den Zugkraftbedarf und der von der Maschine zur Verfügung gestellten Kennlinie, aus heutiger Sicht der Elektromotor. Die Drehmomentcharakteristik der elektrischen Maschinen entspricht nahezu ideal dem Anforderungsprofil eines Kraftfahrzeuges. Es sind weder Drehzahl- noch Drehmomentwandler erforderlich, um mit einem Elektromotor ein Fahrzeug anzutreiben. Darüber hinaus sind die Wirkungsgrade der Umwandlung der elektrischen Energie in kinetische Energie sehr gut und die Maschine arbeitet fast frei von Geräuschemissionen. Abgasemissionen entstehen nicht am Ort des Betriebes.

Als Antriebsmaschine für Kraftfahrzeuge hat sich trotzdem der Verbrennungsmotor durchgesetzt, da er für den Kunden in der Summe aller Eigenschaften den höchsten Gebrauchswert bietet. Die Gründe hierfür liegen darin, dass das Gesamtantriebssystem aus Energiespeicher, Energieumwandlungs- und Kraftübertragungssystem in Bezug auf Wirkungsgrad, Gewicht, Emissionen und Aktionsradius einen guten Kompromiss darstellt. Die Energiespeicherdichte der fossilen flüssigen Kraftstoffe ist bis heute von keinem anderen Energiespeichersystem erreicht worden. Auch die Fortschritte in der Lithium-Ionen-Batterietechnik führen nur dazu, dass die Reichweite heutiger Elektrofahrzeuge gerade einmal 20% der konventionellen Automobile beträgt. Der Gewichtsnachteil von Elektrofahrzeugen führt ebenfalls dazu, dass in der Gesamtenergiebilanz diese Fahrzeuge trotz guten Wirkungsgrades des Elektromotors nicht wesentlich besser sind als Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor. Auch in Bezug auf die Klimatisierung des Fahrzeuges schneiden Elektrofahrzeuge, insbesondere bei Winterbetrieb schlechter ab, als konventionelle Fahrzeuge[186]. Bilanzierungen zeigen, dass bei niedrigen Außentemperaturen ( $<10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) die Gesamtenergie, die zum Fahren und Klimatisieren benötigt wird, beim Elektrofahrzeug größer als beim konventionellen Fahrzeug ist [187]. Es genügt also nicht, nur den Wirkungsgrad der Antriebsmaschine zu betrachten, sondern es ist eine Gesamtsystembetrachtung von der Bereitstellung der Energie über die Energiespeicherung bis zur Kraft am Rad notwendig, einschließlich der Aufwendungen, die zum Wohlbefinden der Fahrzeuginsassen dienen (Heizung,

Klimatisierung, Hilfsenergien für Lenkhilfe etc.). Konsequenterweise sollte diese Betrachtung auch die Emissionen zur Erzeugung des elektrischen Stromes beinhalten (well-to-wheel), was dann dazu führt, dass die CO<sub>2</sub>-Emission derartiger Fahrzeuge (mit Ausnahme von regenerativ erzeugter Elektroenergie) nicht wesentlich besser ist, als bei konventionellen Fahrzeugen. Somit steht außer Frage, dass der zukünftige Fahrzeugantrieb auf die Vorteile des Verbrennungsmotors für die Nutzung im Kraftfahrzeug nicht verzichten kann. Zunehmen wird auf jeden Fall die Vielfalt in der Fahrzeugantriebstechnik. So werden vermehrt Hybridsysteme eingesetzt, um gezielt die Nachteile von „nur“ einer Antriebsmaschine zu beseitigen und gleichzeitig neue Betriebsmodi (Rekuperation, Boosten, Start-Stopp, „Segeln“) zu ermöglichen. Der Einsatz der Hybridantriebstechnik wird aber ganz gezielt und speziell für jede Fahrzeugklasse erfolgen. Bei Pkws der Mittelklasse werden leichte Mild-Hybrid-Systeme Einzug halten, während die aufwändigen Konstruktionen zur Realisierung eines Allradantriebes in Geländefahrzeugen mehr und mehr durch elektrische Antriebsbausteine ersetzt werden. Hier sind dann bei konsequenter Auslegung auch keine wesentlichen Gewichtsnachteile des Hybridantriebes gegenüber herkömmlichen Antriebskonzepten mit Verteilergetrieben mehr zu befürchten. Hinzu kommt bei Hybridfahrzeugen der Vorteil kinetische Energie beim Verzögern zurückzugewinnen, was zurzeit jedoch auch nur sehr beschränkt erfolgen kann, da die Batterien nicht in der Lage sind große Energiemengen in kurzer Zeit aufzunehmen.

Als Kraftstoff für den Betrieb des Verbrennungsmotors wird es ein viel größeres Spektrum als heute geben. Neben den fossilen flüssigen Brennstoffen, die aus Rohöl gewonnen werden, wird es zunehmend auch fossile gasförmige Kraftstoffe im Fahrzeug geben. Es wird notwendig sein, um dem weltweit steigenden Bedarf nach Energie zu decken, sämtliche zur Verfügung stehende Quellen anzupapfen und auch für den mobilen Bereich zu nutzen. Dazu gehört auch die zunehmende Entwicklung und Verbreitung von regenerativ erzeugten synthetischen Kraftstoffen. Diese werden mit relativ schlechten Umwandlungswirkungsgraden aus Biomasse gewonnen und aufwändig für den Einsatz im Kraftfahrzeug verflüssigt. Hier ist es denkbar diese Gase, analog zu Wasserstoff mit Erdgas zu mischen und in Gasfahrzeugen zu verbrennen, Ohnehin gibt es erste Überlegungen Biomethan aus entsprechenden Biogasanlagen nicht mehr nur in Stationärmotoren in elektrische Energie umzuwandeln, sondern auch als Kraftstoff in Fahrzeugen zu nutzen.

Ob der lokal emissionsfreie Antrieb des Automobils nun mit regenerativ erzeugter Elektroenergie oder mit regenerativ erzeugtem Wasserstoff erfolgen wird, kann zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht ausreichend prognostiziert werden. Bis dahin wird es aber notwendig sein, sämtliche Ressourcen möglichst schonend zu verwenden. Dazu ist es notwendig den Energieumwandlungsprozess in den

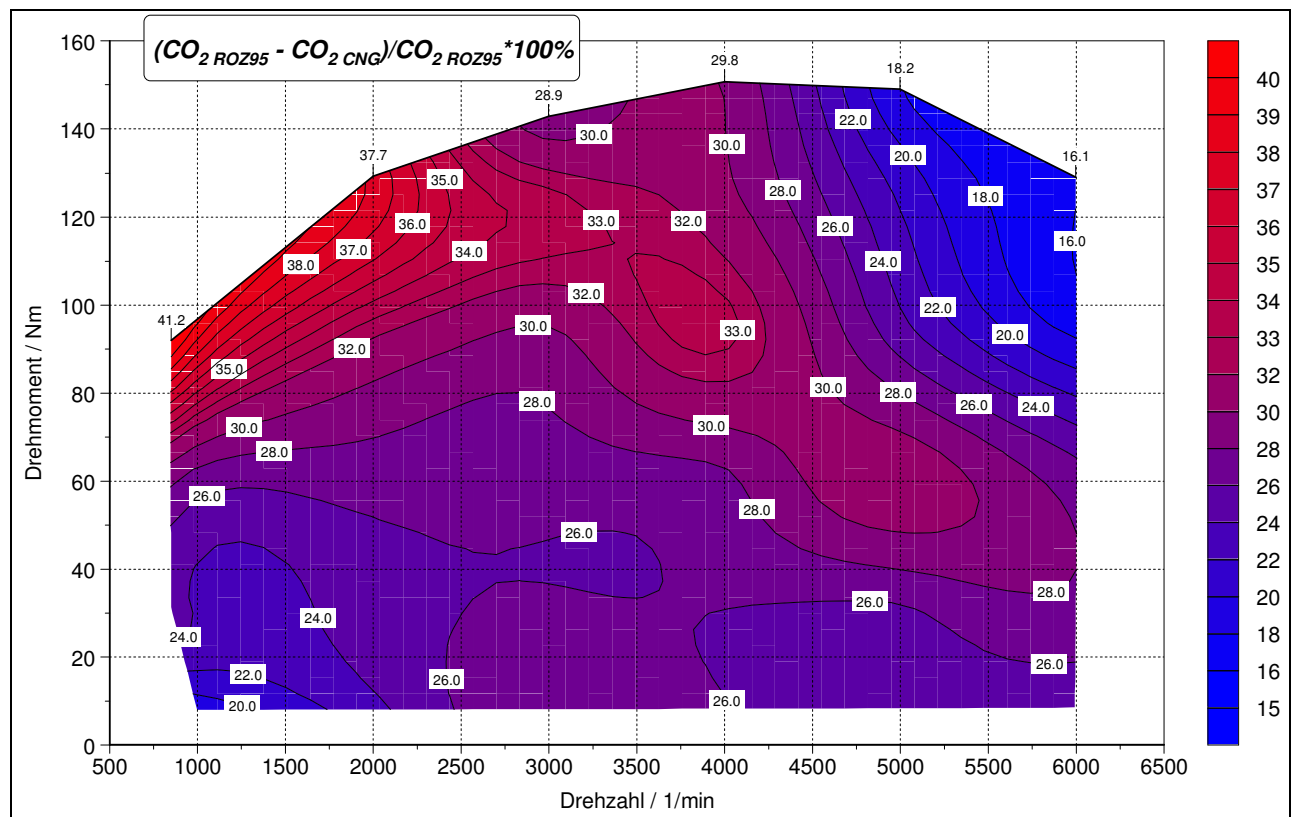
Antriebssystemen hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Emissionen systematisch zu verbessern, um die Mobilität für breite Bevölkerungsschichten zu erhalten. Hierzu ist es nicht nur notwendig, auf gasförmige Brennstoffe zurückzugreifen, sondern die Verbrennung und Speichertechnologien für die mobile Nutzung müssen konsequent erforscht und weiterentwickelt werden.

Erdgas, mit seinen unterschiedlichen Zusammensetzungen bietet ideale Voraussetzungen für die Verbrennung in einem Hubkolbenmotor. Es ist sehr kloppfest, lässt sich relativ leicht in entsprechenden Gemischbildner zu einem zünd- und brennfähigen Gemisch mit der Verbrennungsluft zusammenführen und bietet auch hinsichtlich der Brenngeschwindigkeiten gute Eigenschaften. Nachteilig gegenüber den flüssigen Kraftstoffen sind die Energiespeicherdichte und die damit verbundenen Anforderungen hinsichtlich der Druckspeichertechnik im Fahrzeug. Trotzdem besteht eine Reihe von Vorurteilen gegenüber dem Gasantrieb in einem Automobil, die daher rühren, dass man meist nur in Zeiten von Ölknappheit oder aufgrund von finanziellen Anreizen, diese Kraftstoffe in Fahrzeugen einsetzte. Dieser „vorübergehende“ Einsatz hatte auch zur Folge, dass konsequente Entwicklungsarbeiten, wie bei Benzin- und Dieselmotoren üblich, bei der Nische Erdgasfahrzeugmotor kaum durchgeführt wurden. Aus diesem Grund waren Erdgasmotoren hinsichtlich der erzielbaren Leistung, des Wirkungsgrades und somit auch der Reichweite der Fahrzeuge nicht konkurrenzfähig. Die zunehmende Verbreitung, beginnend mit steuerlicher Förderung und der Einführung von ersten Serienfahrzeugen der großen Automobilhersteller, führt verstärkt zur Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Erdgasbrennverfahren für Kraftfahrzeugmotoren. Dass mit der Verbrennung von Erdgas gute Wirkungsgrade erzielt werden können, zeigen mit Erdgas betriebene stationäre Großmotoren seit der Erfindung des Hubkolbenmotors. Für Großmotoren ist auch mehr als hundert Jahre konsequent an der Verbesserung des Leistungs-, und Emissionsverhaltens sowie des Wirkungsgrades gearbeitet worden. Im Bereiche kleinerer Motoren gibt es dieses umfangreiche Wissen nicht und die hier vorliegenden experimentellen Arbeiten zeigten schnell, dass man Erkenntnisse aus langsam laufenden Motoren mit großen Zylinderhubvolumen nicht unmittelbar übertragen kann.

Die durchgeführten Untersuchungen haben jedoch auch gezeigt, dass es bei optimierter Verfahrensauslegung möglich ist, mit einem auf den Kraftstoff Erdgas ausgelegten Motor benzin-ähnliche Vollastkennwerte im Saugbetrieb zu erzielen und gleichzeitig den Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff}}$  auf Werte von ca. 40% im mittleren Drehzahlbereich zu steigern. Mit Erhöhung der Ladungsdichte durch Aufladung ist ein sehr hohes Drehmoment (ähnlich dem Drehmomentverlauf aufgeladener Dieselmotoren) realisierbar. Dieses hohe Drehmoment kann aufgrund der ottomotorischen


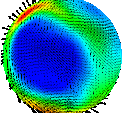
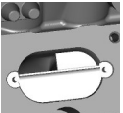


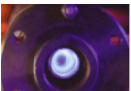
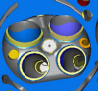


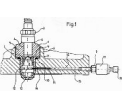

Betriebsweise auch bei höheren Drehzahlen realisiert werden. So sind neben den hohen Drehmomentwerten bei relativ niedrigen Drehzahlen auch hohe Leistungswerte erzielbar. Die weitere Verbreitung aufgeladener Benzin-Ottomotoren bietet auch für davon abgeleitete Erdgasmotoren die Möglichkeit zu einer deutlich höheren Akzeptanz beim Kunden. Hiermit sind neben den Einspareffekten auch höherer Fahrleistungen realisierbar, was der Kunde beim Kauf von Fahrzeugen schätzt.

In der vorliegenden Arbeit ist weiterhin dargelegt, dass es möglich ist, die CO<sub>2</sub>-Emissionen deutlich zu senken. Bereits bei eher konventionellen, bivalent betriebenen Erdgasmotoren sind Reduktionen um bis zu 40% möglich (**Bild 8.1**). Einschränkung muss hierzu erwähnt werden, dass die großen Reduktionen insbesondere dort auftreten, wo die Benzinverbrennung nicht optimal ist (Vermeidung von klopfender Verbrennung). Aber auch bei identischem Wirkungsgrad sind ca. 25% geringere CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich. Durch Ausschöpfung des Potenzials eines überstöchiometrischen Motorbetriebes ist es möglich, den Kraftstoffverbrauch so zu senken, dass eine bis zu 40 %ige Absenkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Vergleich zum Benzinmotor realisiert werden kann.



**Bild 8.1** CO<sub>2</sub>-Reduzierungspotenzial bei stöchiometrischem Betrieb eines Ottomotors mit Erdgas und Grundauslegung des Motors auf Benzinbetrieb [188]  
(sonstige Kennwerte des Motors siehe Abschn. 3.2)

**Tabelle 13: Bewertungsmatrix für verschiedene Maßnahmen zur Beeinflussung der Verbrennung in Gasmotoren**

	<b>Verdichtung</b> 	<b>Globale Ladungsbeweg. (Tumble, Drall)</b> 	<b>Turbulenz</b> 	<b>Zündverfahren</b>					<b>Aufladung</b> 	<b>Direkt-einblasung</b> 	<b>Erdgas-Wasserstoff-Gemische</b> 
				<b>Mehrfach-zündung</b> 	<b>Kammer-kerze</b> 	<b>Wechsel-spannungs-zündung</b> 	<b>Kammer-kerze mit Gaseinblas.</b> 	<b>Laser-zünd-systeme</b> 			
<b>Verbrauch</b>	+ +	+ 0	+ +	+ 0	+ -	+ +	++ +	+	++ ++	0 +	+ ++
<b>Emissionen</b>	0 0	++ +	+ +	+ 0	+ -	+ 0	+ ++	+	+ +	0 0	++ ++
<b>Motor-leistung</b>	++ ++	0	--(0*)	+	0	0	0	0	++ ++	+ +	+ -
<b>Reichweite</b>	+ +	+ 0	+ +	+ 0	+ -	+ +	++ +	+ +	++ ++	- -	++ ++
<b>Kosten</b>	0	0	0(-*)	-	-	-	-	--	-	-	--

\*) mit bedarfsgerechter Schalteinrichtung

**Bewertungskriterien:**

- deutlich schlechter
- geringfügig schlechter
- o neutral
- + geringfügig besser
- ++ deutlich besser

**schwarz :** Ergebnis Literaturstudium

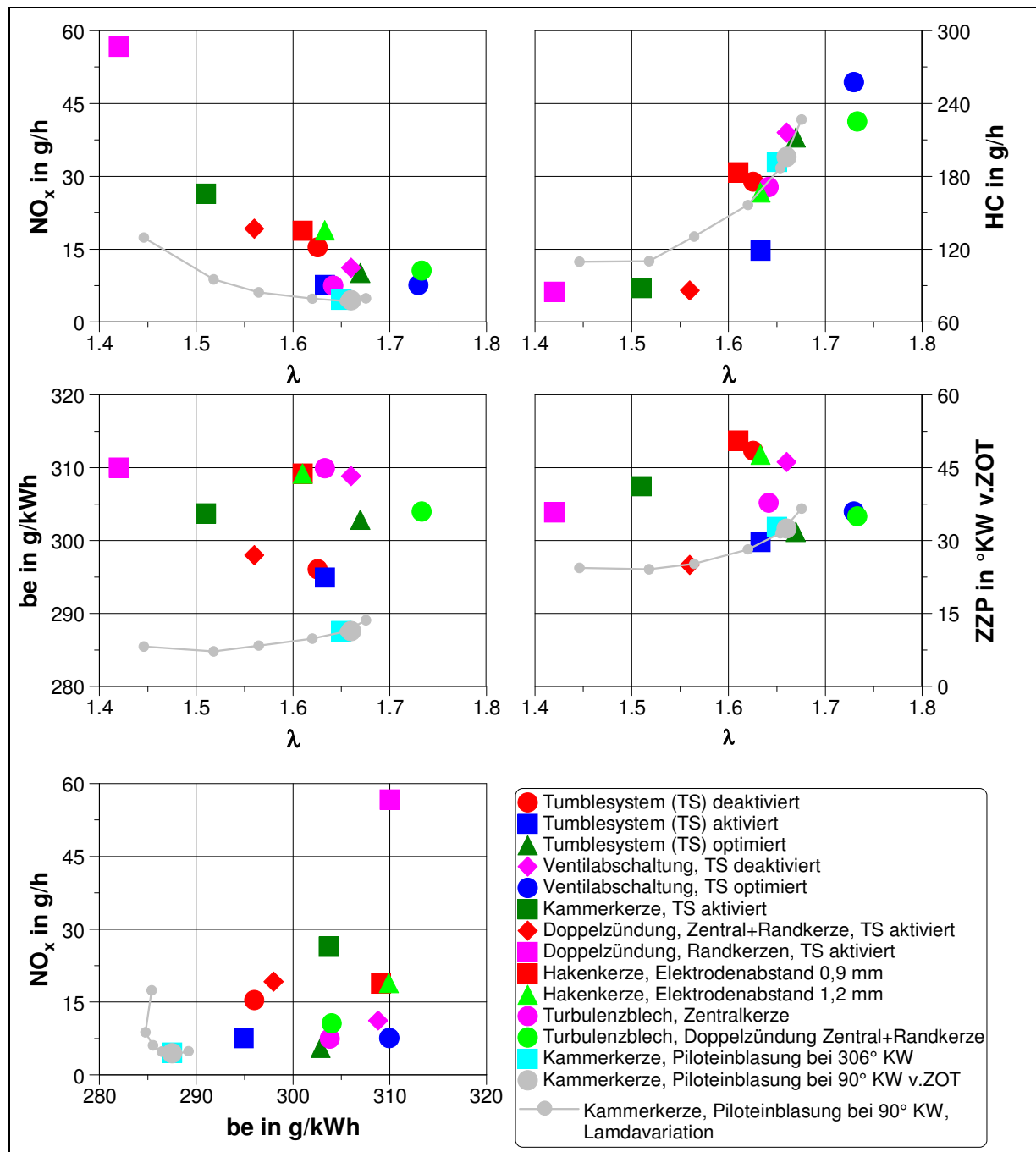
**rot :** Eigene Untersuchungen

Deutlich wurde aber auch, dass es im Gegensatz zu benzinbetriebenen Motoren kaum Maßnahmen gibt, um die Magerlaufgrenzen zu erweitern, da das Brennverfahren äußerst sensibel auf die Bedingungen am Ort des Funkenüberschlages reagiert. In der **Tabelle 13** sind die untersuchten Maßnahmen zum Erdgasbrennverfahren für Kraftfahrzeugmotoren zusammengefasst und anhand der für Kfz-Motoren üblichen Kriterien bewertet worden. Berücksichtigen muss man hierbei, dass im Gegensatz zu der sonst üblichen Betrachtungsweise zwischen Reichweite und Verbrauch (Wirkungsgrad) unterschieden wurde, da bestimmte Verfahren (Direkteinblasung) zwar Vorteile im Wirkungsgrad besitzen, aber Nachteile bei der Nutzung des gesamten Inhaltes des Druckspeichertanks (notwendiger hoher Einblasedruck) bestehen.

Die Unterschiede zwischen der Bewertung nach der Literatur und den nach eigenen Untersuchungen gemachten Bewertungen beruhen in erster Linie darauf, dass bisher intensive Entwicklungsarbeiten im Gasmotorenbereich nur bei größeren Gasmotoren für Stationär-anwendungen erfolgten und deren Übertragung auf Fahrzeugmotoren nicht immer möglich war.

Nach der vorliegenden Bewertung ist eine „Entkoppelung“ der Zündung und der eigentlichen Flammenausbreitung durch die getaktete Piloteinblasung eine erfolgversprechende Maßnahme. Somit können die Bedingungen während des Funkenüberschlages optimiert (Luftverhältnis, Ladungsbewegung in der Kammer, Turbulenz) und andererseits die Flammenausbreitung im Brennraum durch geeignete Maßnahmen (hohe gerichtete Ladungsbewegung) positiv beeinflusst werden. Das über eine Kapillare durch ein Taktventil gesteuert zugeführte Erdgas in die Kammer bildet in Verbindung mit dem aus dem Hauptbrennraum einströmenden, mageren Frischgemisch im Bereich der Elektroden ein zündfähiges Gemisch. Eine derartige Lösung hat zum einen den Vorteil, dass man im Bereich der Kammer ein zündfähiges Gemisch und somit gute Entflammungsbedingungen darstellen kann. Zum anderen hat diese Lösung im Gegensatz zur geschichteten Direkteinblasung den Vorteil, dass nur eine ganz geringe Menge in die Kammer eingebracht werden muss, was im Bereich vor der Kompression unter geringem Einblasedruck erfolgt. Dieser geringe Einblasedruck ist vorteilhaft, was die Nutzung des Speicherdruckes in den Erdgastanks betrifft und somit positiv für die Reichweite des Fahrzeugs.

Im Vergleich mit konventionellen Maßnahmen bietet das Verfahren mit der getakteten, zyklussynchronen Piloteinblasung, wie **Bild 8.2** zeigt, eine Möglichkeit, den  $\text{NO}_x/\text{CO}_2$  – Zielkonflikt zu lösen, da nur in einem sehr begrenzten, relativ kleinen Kammervolumen die Bedingungen geschaffen werden, die hohe Stickoxidemissionen zur Folge haben. Das ist auch der entscheidende Vorteil im Vergleich zu anderen Verfahren beim Erdgasmotor, die auf einer partiellen Ladungsschichtung beruhen [189], [190].



**Bild 8.2**  $NO_x / CO_2$  - Zielkonflikt verschiedener Erdgasbrennverfahren an der jeweiligen Magerlaufgrenze (Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2,0 \text{ bar}$ )

Die Schwierigkeit bei der Umsetzung im Pkw-Motor mit seinen vergleichsweise großem Luftmassendurchsatz- und Drehzahlbereich. Hierzu muss durch eine geeignete Spülstrategie, eine geeignete Kammergeometrie, sowie eine zyklusabhängige Regelung der Piloteinblasemenge dafür gesorgt werden, dass sich zum Zündzeitpunkt bei allen Betriebspunkten ein zündfähiges, möglichst



homogenes Gemisch zwischen den Elektroden in der Kammer bildet. Darüber hinaus zeigten die optischen Untersuchungen zum Entflammungsverhalten im Hauptbrennraum, dass auch eine Optimierung zwischen der Zündung in der Kammer und der Ausbildung der Fackelstrahlen notwendig ist.

Wie aus **Bild 8.2** ebenfalls ersichtlich, besteht noch Entwicklungsbedarf hinsichtlich der Reduzierung unverbrannter  $\text{CH}_4$ -Moleküle. Unabhängig vom Brennverfahren tritt eine starke Abhängigkeit der Rohemission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen vom Luftverhältnis auf, die sich von benzinbetriebenen Motoren unterscheidet. Führen verbrennungsstabilisierende Maßnahmen beim mager betriebenen Benzinmotor nicht nur zu einer Verbesserung der Laufruhe sondern auch zu geringeren HC-Emissionen, so ist dies bei Erdgas nicht der Fall. Insbesondere im Hinblick auf das wirkungsgradoptimale Brennverfahren mit hohem Luftüberschuss sind hier noch Anstrengungen zur Reduzierung der HC-Emissionen notwendig. Hierzu zählen aber auch notwendige Maßnahmen auf dem Gebiet der Abgasnachbehandlung, um insbesondere die Light Off-Temperaturen heutiger Oxidationskatalysatoren so zu senken, dass hinreichende Konversionsraten im Magerbetrieb sichergestellt werden. Das ist erforderlich, da Maßnahmen zur Erhöhung der Abgasenthalpie stets mit Wirkungsgradnachteilen im Motor verbunden sind.

Bisher verzichten die Automobilhersteller auf eine eigenständige Abgasnachbehandlung für ihre Erdgasfahrzeuge, da die Möglichkeit besteht laut Zulassungsvorschriften im Benzinbetrieb zu starten und erst während des Testes auf Gas umzuschalten. So wird heute noch das Problem der unzureichenden Erdgaskonversion umgangen und erst nach Erreichen der Light Off-Temperatur umgeschaltet. In Zukunft werden aber verschärfte Anstrengungen nötig sein, ein Fahrzeug welches nur mit Erdgas betrieben wird, für die nächsten Abgasgrenzwertstufen (EURO VI) so zu optimieren, dass die Emissionsvorschriften dauerhaft eingehalten werden.

Die Verbindung eines Erdgasmotors, der weitgehend überstöchiometrisch betrieben wird, mit einem geeigneten Aufladeaggregat stellt die nächste Herausforderung im Entwicklungsprozess dar. Diese Kombination ermöglicht weitergehende Wirkungsgradverbesserungen, zum einen durch den Magerbetrieb, zum anderen durch die Ausnutzung von Downsizing-Effekten. Anspruchsvoll hierbei ist neben der Auswahl des Aufladeaggregates die betriebspunktabhängige Motorabstimmung. Bezüglich des Aufladeaggregates erscheint eine mehrstufige Aufladung sinnvoll, um den für Ottomotoren im Kfz-Betrieb üblichen großen Luftmassenbereich hinsichtlich Anfahrtdrehmoment und maximaler Spitzenleistung befriedigend abdecken zu können. Eine geeignete Kombination von Aufladung in Verbindung mit Maßnahmen zur Erhöhung der Gemischtemperatur im Brennraum (z.B. durch interne Abgasrückführung mittels variabler

Ventilsteuerzeiten) bewirkt eine Erhöhung der Mikroturbulenzen, womit eine bessere Entflammbarkeit sowie die Erhöhung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit überstöchiometrischer Erdgas-Luftgemische verbunden sind. Zum anderen kann die Variabilität im Ventiltrieb dazu genutzt werden den Ladedruck beim abgasturboaufgeladenen Gasmotor zu steigern.

Direkteinblasende Gasmotoren haben den Vorteil, dass der Gemischheizwert deutlich gegenüber dem Saugbetrieb gesteigert werden kann, was zu höheren Leistungen führt. Nachteilig ist hierbei, dass ein hoher Einblasedruck sich nachteilig auf die Reichweite auswirkt, da eine Entleerung des Tankes nur maximal bis zum notwendigen Einblasedruck möglich ist (normalerweise benötigt der Druckregler auch noch einen Offset von 3...5 bar, um arbeiten zu können). Die Alternative den Einblasedruck durch einen Kompressor zu erzeugen, würde sich nachteilig auf den Gesamtwirkungsgrad auswirken. Somit ist nur eine homogene Direkteinblasung mit möglichst niedrigem Druck sinnvoll. Dies ermöglicht eine hohe Leistung und ist insbesondere in Fahrzeugkategorien sinnvoll, wo eine Aufladung infolge von Packageanforderungen nicht problemlos realisiert werden kann.

Zum jetzigen Zeitpunkt muss jedoch bezweifelt werden, dass Mager- oder auch Direkteinblaskonzepte in naher Zukunft bei Kraftfahrzeugen eingesetzt werden. In Europa ist lediglich Schweden mit einer Zahl von 23% zugelassenen Erdgasfahrzeugen führend bei diesem Antriebskonzept. In Deutschland sind zurzeit lediglich zwei Prozent der zugelassenen Kraftfahrzeuge Erdgasfahrzeuge [191]. Somit lohnen sich weitergehende Entwicklungen kaum und auch eine Ausweitung der Erdgasmotoren auf kleinere Fahrzeuge, wie in [192] und [193] beschrieben, darf bezweifelt werden. Die Forschungsarbeiten hierzu mussten mittlerweile eingestellt werden.

Man kann nur hoffen, dass die Verbreitung der Gasfahrzeuge durch den breiten Einsatz der Aufladetechnologie stärker zunehmen wird. Einer der Nachteile, die geringere Leistung kann dadurch eliminiert werden und auch der Nachteil der geringen Reichweite kann durch entsprechende Wirkungsgradvorteile verkleinert werden. Somit bleibt es Aufgabe der in der Antriebstechnik arbeitenden Ingenieure den Wirkungsgrad des Gesamtsystems aus Energiespeicher, Energie- und Kennungswandler weiter zu optimieren, damit der Verbrennungsmotor, umweltfreundlich mit Gas betrieben, weiterhin eine gute Zukunft hat. Der Wasserstoffmotor zeigt heute schon, dass nahezu keine Abgasemissionen mit vergleichsweise kostengünstiger Technik möglich sind. Verstärkte Entwicklungsaktivitäten auf die in der vorliegenden Arbeit nicht eingegangen wurde, sind auf dem Gebiet der Verbesserung der Steuerungs- und Regelungsfunktionen zu finden, und auch bei den Energiespeichern werden die

Ansätze zur Speicherung in Metallhydriden mit dem Fokus der Gewichtsreduktion weiterverfolgt [194].

Hinsichtlich der gesetzlichen Forderungen der europäischen Union, die CO<sub>2</sub>-Emissionen drastisch zu senken, sind erdgasgetriebene Fahrzeuge bereits heute eine überlegenswerte Alternative, die die Frage beantwortet: „Mit welcher anderen Technologie sind 35 bis 40% CO<sub>2</sub>-Emissionsreduzierung so sicher wirtschaftlich erreichbar?“ [195]. Auch die Mineralölwirtschaft hat mittlerweile festgestellt, dass für die Erfüllung zukünftiger Mobilitätskonzepte auf Gas zum Antrieb von Kraftfahrzeugen nicht verzichtet werden kann [196].

## 9. Literaturverzeichnis

- [1] K. Lüdtke: „1876 – Nikolaus Otto – Bauernsohn erfindet Verbrennungskraftmaschine“, [www.heureka-stories.de](http://www.heureka-stories.de)
- [2] W. Ostwald: „Generator-Jahrbuch, Gasgeneratoren in Theorie und Praxis“ Joh. Kasper & Co Verlag, Berlin 1942
- [3] J. Kahrstedt:  
J. Manns  
A. Sommer  
T. Wormbs  
„Brennverfahrensseitige Ansatzpunkte für Pkw-Dieselmotoren zur Erfüllung künftiger EU-und US-Abgasstandards“  
5. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart, Februar 2003
- [4] N.N.: „Verordnung Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Pkw im Rahmen des Gesamtkonzeptes der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emission von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen“, Amtsblatt der Europäischen Union EU L140/1 vom 5.6.2009
- [5] F.Thordsen:  
C. Bückle  
„Das neue CO<sub>2</sub>-Monitoring“, Fachartikel des Kraftfahrtbundesamtes vom 15.03.2011, [www.kba.de](http://www.kba.de)
- [6] B. Heil:  
H. Weining  
G. Karl  
D. Panten  
K. Wunderlich  
„Verbrauch und Emissionen – Reduzierungskonzepte beim Ottomotor“  
MTZ 62 (2001) 12 S. 783
- [7] P. Boursin: „Le Moteur-Historique“, [www.philippe.boursin.perso.sfr.fr](http://www.philippe.boursin.perso.sfr.fr)
- [8] J. MacKeand: „Sparks and Flames – Ignition in Engines, an Historical Approach“ Tyndar Press, Montchanin, 1997
- [9] F. Sass: „Geschichte des deutschen Verbrennungsmotorenbaus von 1860 bis 1918“, Springer Verlag, Berlin, 1962
- [10] E. Eckermann: „Alte Technik mit Zukunft“ – Die Entwicklung des Imbert-Generators“ R. Oldenbourg Verlag, München, 1986
- [11] N.N.: „Vier-Takte bewegen die Welt“, Homepage des Otto-Park Köln, [www.otto-park.de](http://www.otto-park.de)
- [12] G. Bourn:  
J. Gingrich  
J. Smith  
„Enhanced Compressor Engine Controls to Enhance Operation, Reliability and Integrity“, DOE Award No. DE-FC26-03NT4189  
March 2004
- [13] W. Brinkmann: „Die Weiterentwicklung des Thomassen-Gasmotor-Kompressor-aggregates, MTZ 28 (1967), 12, S. 493-497

- [14] L. Dörr: „Zweitakt-Zweistoffmotoren in den USA“, MTZ 26 (1965), 5, S. 228-229
- [15] K. Fröhlich: „Zweitakt-Sternmotoren als Gasmaschinen für Kraftzentralen“, MTZ 28 (1967), 12, S. 509-512
- [16] M. Leiker: „Gasmotor und Wechselmotor sowie die gasförmigen Kraftstoffe in den letzten 30 Jahren, MTZ 26 (1965), 5, S. 193-211
- [17] M. Leiker: „Deutzer Zweistoffmotoren“, MTZ 25 (1964), 10, S. 414-420
- [18] K. Will: „Gasmotoren in Kläranlagen“, MTZ 26 (1965) 5, S. 224-227
- [19] W. Benz: „MWM-Gas-Ottomotor für Erdgas und Klärgas“, MTZ 28 (1967) 12, S. 505-508
- [20] G. Goldbeck: „Aus den Anfängen des Kraftwagens – Isaac de Rivaz 1752 bis 1829“ ATZ 69 (1967) 3, S. 90-93
- [21] D. Höse: „Die Dessauer Gasmotor-Straßenbahn“, in „Zwischen Wörlitz und Mosigkau“, Schriftenreihe zur Geschichte der Stadt Dessau und Umgebung, Heft 51, Museum für Stadtgeschichte Dessau, Dessau 1999
- [22] N.N.: „The Motor World“ vom 01.12.1906, S. 1187, London
- [23] V. Huhn: „Flüssiggasbetrieb“ ATZ 40 (1938) 9, S. 233-239
- [24] A. Hämmerl:  
F. Kramer  
P. Langen  
G. Schulz  
T. Schulz  
„BMW-Automobile für den wahlweisen Benzin- oder Erdgasbetrieb“ ATZ 97 (1995) 12, S. 800-811
- [25] D. Frohning:  
M. Baerns  
H. Kolbel  
W. Rottig  
F. Schnur  
H. Schulz  
„Stand und Entwicklungsmöglichkeiten der Fischer-Tropsch-Synthese zur Erzeugung von Chemiegrundstoffen und Chemierohstoffen“ Bericht des BMBF, Bonn, 1977
- [26] W. Kroll: „Der Gasgenerator“, Verlag G. Kliemt, Nossen i.Sa./ Berlin, 1943
- [27] N.N.: „Russische Diesellokomotiven mit Gasgeneratoren“ in MTZ Rundschau MTZ 22 (1961) 6, S. 210-211
- [28] W. Klaunig: „Ein neues Anwendungsgebiet für Diesel-Gasmotoren – „Der Flüssig-Methan-Tanker“, MTZ 26 (1965) 5, S. 235-236
- [29] N.N.: „Erster Flüssigastanker mit Sulzer-Diesel-Gasmotor“ in MTZ Rundschau MTZ 36 (1975) 1, S. 27

- [30] W. Rixmann: „Entwicklungen an umweltgerechten Nutzfahrzeugantrieben bei Daimler-Benz, Beispiel Erdgas – Ottomotor und Dieselmotor, ATZ 74 (1972) 1, S. 38-39
- [31] R. Eberan-  
Eberhorst:  
H. Aibel  
P. Herzog „Ein Flüssiggas-Stadtomnibus“, ATZ 75 (1973) 9, S. 303-307
- [32] N.N.: „Neue Motorenentwicklung von Saurer - Der Flüssiggasmotor Saurer D2K-G, Automobilrevue 73 (1978) 3 S.45-49
- [33] N.N.: „Citroen Acadiane für Flüssiggas“, Automobilrevue 75 (1980) 23, S. 21
- [34] K. Zino: „Das Propangas-Auto von Ford, Automobilrevue 77 (1982) 37, S.35-37
- [35] N.N.: „BP Autogas M1“, [www.bmw-m1-club.de](http://www.bmw-m1-club.de)
- [36] N.N.: „303,6 km/h – dann kam der Regen“, [www.projekt-v300plus.de](http://www.projekt-v300plus.de)
- [37] N.N.: „IFA W50 mit Zweistoffbetrieb“, Prospekt des VEB IFA-Automobilwerke Ludwigsfelde, 1983
- [38] N.N.: „Betriebsanleitung für Erdgas“, Herausgeber VEB IFA-Automobilwerke Ludwigsfelde, Fachbuchverlag Leipzig, 1984
- [39] H. Öller:  
G. Schulz  
J. Tischer „BMW-Erdgasfahrzeuge mit Potential zur Erfüllung der ULEV-Grenzwerte“, MTZ 57 (1996) 12, S.662-666
- [40] N.N.: „Hybrid Konzept Renault Pangea“, Automobilrevue 92 (1997) 9, s. 43
- [41] N.N.: „Prius-bifuel“, [www.greencarcongress.com/2006/03/bifuel\\_prius\\_ii.html](http://www.greencarcongress.com/2006/03/bifuel_prius_ii.html)
- [42] Warnecke, W:  
Loui, J „Kraftstoffe für das 21. Jahrhundert", Antriebe mit Zukunft, Antriebe mit Zukunft, Sonderausgabe der MTZ, S. 31-35, 2005
- [43] N.N.: „Shell Pkw-Szenarien bis 2030 – Fakten, Trends und Herausforderungen Für nachhaltige Auto-Mobilität“, Herausgeber Shell Deutschland Oil GmbH, Hamburg, 2009
- [44] Stigson, B.:  
u.a. „Mobility 2030: Meeting the Challenges to Sustainability, The Sustainable Mobility Project 2004,” Full Report, World Business Council for Sustainable Development, 2004
- [45] N.N.: Homepage Mineralölwirtschaftsverband, <http://www.mwv.de>
- [46] N.N.: „Statistik-Zeitreihe, Euro-Referenzkurse“, <http://www.bundesbank.de>
- [47] N.N. Homepage ADAC, <http://www.adac.de>

- [48] N.N. Homepage Erdgasfahrzeuge, <http://www.erdgasfahrzeuge.de>
- [49] R. Wiesenberg: „Erdgas als Treibstoff für den Straßenverkehr als Chance für Energieversorgungsunternehmen“, Verlag Dr. Kovac, Hamburg, 2000
- [50] N.N.: Homepage Gastankstellen, <http://www.gas-tankstellen.de>
- [51] M. Wiel:  
B. Haufe „Gashybridantriebe im ÖPNV“, 2. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Dresden, Juni, 2006
- [52] C.Rasche: „Vom Erdgas zum Wasserstoff“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
- [53] J. Henke:  
R. Kemmler „Das Antriebskonzept des E 200 NGT“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
- [54] Y. Toso:  
S. Schöckle  
M. Nedele „Neue, innovative Druckgasspeicher für Gasfahrzeuge“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
- [55] J. Rijke:  
T.Bruijstens  
S. Bleuanus „Direkteinspritzung von gasförmigen Kraftstoffen“, 2. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Dresden, Juni, 2006
- [56] W. Kirchweger:  
R. Haslacher  
R. Heindl  
H. Eichlseder „Brennverfahrensentwicklung für Erdgas-DI Motoren mittels Lasermessverfahren, 5. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau, Mai 2007
- [57] N.N. „CNG Pressure Regulator“, Prospekt der Firma. Teleflex GFI, <http://www.teleflexgfi.com>
- [58] J. Holzer:  
A. Bernt „Elektrischer Druckregler für CNG-Fahrzeuge“, 3. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Berlin, September 2008
- [59] N.N.: „GS series injectors evaluation, information an instructions“ release 9.AL 07, Alternative Fuel systems Inc., Calgary, 2003
- [60] N.N.: Keihin, Firmenunterlagen zu den NG-Injektoren
- [61] N.N.: Robert Bosch GmbH, Unterlagen zu den NG2-Injektoren
- [62] N.N.: Siemens VDO, Firmenunterlagen zu Gasinjektoren
- [63] J. Förster: „Take a breath Workshop on CNG as an alternative to the petrol fuel – the Development of methane engine components“, 2008
- [64] N.N.: „Prins alternative fuel systems-Prospekt vsi-cng“, <http://www.prins.eu>

- [65] J. Förster:  
P. Bäuerle  
K. Kröger  
W. Langer  
J. Thurso      „Erdgas BiFuel-Motronic für zukunftsorientierte CNG-Fahrzeugkonzepte“, 13. Aachener Kolloquium, Aachen, Oktober 2004
- [66] H. Schüle:      „Moderne Add-on Motorsteuerung für das Erdgasmanagement im Kraftfahrzeug“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
- [67] W. Kirsch:      „Kirsch-Motoren-Technik, Instandhaltung von Verbrennungsmotoren“  
<http://www.kirsch-motoren-technik.de>
- [68] N.N.:      „Autogas-Gutachten bei Motorschäden, Defekte oder Probleme mit der Autogasanlage“, <http://www.motorexpert.de>
- [69] G. Kaufmann:  
H. Klein  
J. Granel      „Entwicklung des bivalenten Ottomotors im VW Santana 3000 für den Taximarkt in China“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
- [70] N.N.:      „Prins alternative fuel systems-Prospekt vsi-lpg“, <http://www.prins.eu>
- [71] N.N.:      „CleanEnergy – Hydrogen 7“, <http://www.bmw.com>
- [72] R. Edwards:  
J. Griesemann:  
V. Mathieu      „Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in European context, Well-to-Wheels Report, Version 1b, January 2004
- [73] A. Lamm:      „PEM-BZ für den mobilen Einsatz“ Konferenz im HdT, März 1999
- [74] O. Lang:  
S. Pischinger      „Verdichter und Expander für mobile Brennstoffzellensysteme“, MTZ 65 (2004) ,7-8, S. 592-599
- [75] W. Steiger:  
F. Seyfried  
J. Huslage      „Zweite Generation PEM-Brennstoffzellen“, MTZ 68 (2007), 12, S. 1032-1036
- [76] O. Dingel:  
J. Getzlaff  
C.v. Essen  
G. Buschmann      „Wasserstoff für Fahrzeugantriebe“, HdT Tagung Alternative Propulsion, Mai 2007, Berlin
- [77] M. Schuckert:  
M. Faltenbacher  
M. Kentzler  
W. Fleck      „Brennstoffzellenantrieb in Nahverkehrsbussen – ein Vergleich mit Diesel- und CNG-Fahrzeugen, ATZ 108 (2006) ,9, S. 694-703



- [78] C. Carpetis: „Globale Umweltvorteile bei der Nutzung von Elektroantrieben mit Brennstoffzellen und/oder Batterien im Vergleich zu Antrieben mit Verbrennungsmotor“, DLR, Institut für Technische Thermodynamik, STB-Bericht, April 2000, Stuttgart
- [79] H. Braess:  
U. Seiffert: „Handbuch Kraftfahrzeugtechnik“. S. 113 ff, 1. Auflage, Vieweg Verlag Braunschweig/Wiesbaden, 2000
- [80] H. Rottengruber: „Wasserstoffantriebe für leistungsstarke und effiziente Fahrzeuge“,  
E. Berger 2. Tagung Gasfahrzeuge, Juni 2006, Dresden  
G. Kiesgen  
M. Klüting
- [81] N.N.: „350 bar / 5075 psi Hydrogen Dynetek Cylinders – Specifications“,  
<http://www.dynetek.com>
- [82] J. Wellnitz: „Das europäische Forschungsprojekt StorHy: Forschung für zukünftige Wasserstofffahrzeugspeichersysteme“, Hydrogentech-Konferenz, Mai 2006, München
- [83] H. Eichlseder: „Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik“, S. 96 ff, 1. Auflage, Vieweg  
+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- [84] S. Danner: „Liquid Hydrogen Refueling Coupler – Series Production Status as a  
Premise for Standardization“, Hydrogentech-Konferenz, Mai 2006,  
München
- [85] P. Steinrück: „Sequenzielle Wasserstoffeinspritzung bei Verbrennungsmotoren“, MTZ  
G. Rannegger 68 (2007), 09, S. 704-712
- [86] O. Dingel: „Wasserstoffmotor auf Basis VW 2,0 FSI – Untersuchungen mit Doppel-  
J. Getzlaff spuleninjektor (40 bar)“, interne Projektpräsentation, Wolfsburg,  
18.07.2007
- [87] B. Bartunek: „Development of H<sub>2</sub> Direct Injection Technology for High Efficiency /  
A. Touchette High BMEP Engines“, 1<sup>st</sup> International Symposium on Hydrogen Internal  
D. Mumford Combustion Engines, September 2006, Graz  
R. Wing  
M. Hebbes  
C. Loo  
D. Clapa  
A. Welch
- [88] J. Getzlaff: „Wasserstoffmotor auf Basis VW 2,0 FSI – Brennverfahrensentwicklung,  
Untersuchungen mit Einspuleninjektor“, interne Projektpräsentation,  
Chemnitz, 04.08.2006

- [89] J. Getzlaff: „Wasserstoffmotor auf Basis VW 2,0 FSI – Brennverfahrensentwicklung, Untersuchungen mit Doppelspuleninjektor (150 bar)“, interne Projektpräsentation, Chemnitz, 04.05.2007
- [90] H. Eichlseder: „Grundlagen und Technologien des Ottomotors“ in „Der Fahrzeugantrieb“, Herausgeber H.List, Springer Verlag, Wien New York, 2008  
M. Klütting  
W. Piock
- [91] M. Schuckert: „Brennstoffzellenantrieb in Nahverkehrsbussen – ein Vergleich mit  
M. Faltenbacher Diesel- und CNG-Fahrzeugen, ATZ 108 (2006) ,9, S. 694-703  
M. Kentzler  
W. Fleck
- [92] J. Willand: „Der Volkswagen-Wasserstoff-Verbrennungsmotor für Flurförderfahrzeuge“, ATZ offhighway-Sonderheft, (2008), S. 24-35  
A. Grote  
O. Dingel
- [93] A. Schuers: „Der Zwölfzylinder Wasserstoffmotor im BMW 750 hL“, MTZ 63  
A. Abel (2002), 02, S. 98-105  
H. Fickel  
M. Preis  
R. Artmann
- [94] V. Zanardelli „The Design, Development, Validation and Delivery of the Ford H2 ICE E 450 Shuttle Bus Project“, 1<sup>st</sup> International Symposium on Hydrogen Internal Combustion Engines, September 2006, Graz
- [95] I. Avramopoulos: „Golf-Variant 2,0l-bifuel (Erdgas/Benzin) – Package, Motormangement, Sicherheit als Serienlösung“, VDI Bericht Nr. 1704, 2002  
A. Sprysch  
U. Holthaus  
G. Gern
- [96] N.N. Homepage MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG, <http://www.magnasteyr.com>
- [97] N.N. Homepage Kraftfahrtbundesamt, <http://www.kba.de>
- [98] N.N. Homepage Greenautogas, <http://www.greenautogas.de>
- [99] N.N. Homepage H<sub>2</sub>-Stations, <http://www.h2stations.org>
- [100] H. Mayer: „Alternative Antriebe legen zu – LPG ist gefragt / nur 2307 E-Autos in Deutschland“, Frankfurter Allgemeine Zeitung vom 14.06.2011
- [101] U. Beister: „Verbesserte Verbrennung durch Wasserstoffanreicherung – ein vielversprechendes Konzept für den homogenen Magerbetrieb“, MTZ 66  
R. Smaling (2005), 10,

- [102] K. Schaffer:  
H. Eichlseder  
D. Leitner  
M. Klell  
M. Sartory      „Synergiepotenzial eines Fahrzeuges mit variablem Erdgas-/Wasserstoff Mischbetrieb“, 3. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Berlin, September 2008
- [103] J. Getzlaff:      „Vorlesungsskript Verbrennungsmotoren, Kapitel 1: Kraftstoffe und deren Eigenschaften“, Version WS 2008/2009, Ostfalia Hochschule für Angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2008
- [104] N.N.:      „Zehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über die Beschaffenheit und die Auszeichnung von Kraftstoffen – 10.BImSchV)“, Bundesgesetzblatt Jahrgang 2008, Bonn, November 2008
- [105] S. Pischinger:      „Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren“, Band 1, S. 33-72, 21. Auflage, Aachen 2001
- [106] G. Merker:  
C. Schwarz  
R. Teichmann      „Grundlagen Verbrennungsmotoren“, S. 11-20, 5. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [107] N.N.:      „Speichervolumen alternativer Energieträger“, <http://www.lbst.de>
- [108] N.N.:      „Handbuch Flüssiggas“, Deutscher Verband Flüssiggas e.V., <http://www.dvfg.de>
- [109] L. Huke:      „Energetische Optimierung der öffentlichen Gasversorgung“, Dissertation Bergakademie Freiberg, Freiberg, 2002
- [110] NN.:      DIN 51624 – Erdgas als Kraftstoff, Normenentwurf, Beuth-Verlag, Berlin, 2008
- [111] F. Zacharias:      „Gasmotoren“, S. 100 ff, 1. Auflage, Vogel Verlag Würzburg, 2001
- [112] N.N.:      <http://www.erdgas-online.de>, Entstehung von Erdgas
- [113] N.N.:      <http://www.ruhrgas.de>, Erdgasressourcen
- [114] H. Schollmeyer:  
Wegener      „Einfluss der Gasbeschaffenheit auf den Betrieb von Erdgasfahrzeugen“ GWF Gas Erdgas 141 (2000) Nr. 12
- [115] C. Bertram:  
H. Schollmeyer      „Die Gasbeschaffenheit als brennverfahrensrelevanter Parameter beim monovalenten Erdgasmotor“, 2. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Dresden, Juni, 2006
- [116] H.-J. Schiffgens:  
P. Hupperich  
H. Schollmeyer      „Einfluss der Methanzahl auf die Verbrennung im Gas-Ottomotor“, MTZ 54 (1993), 7/8, S. 350-357

- [117] A. Dickhoff: „Validierung eines Funktionsmodells für die Erkennung der Gasqualität bei Fahrzeugen mit CNG-Ausrüstung“, Studienarbeit an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Erstprüfer: J. Getzlaff
- [118] J. Getzlaff: „Ansätze zur Optimierung des Brennverfahrens eines Erdgasmotors für zukünftige Pkw-Anforderungen“, VI. Tagung Motorische Verbrennung, O. Dingel I. Avramopoulos München, März 2003, Tagungsband S. 65-79  
J. Kahrstedt
- [119] P. Berger: „Vergleichende Darstellung verschiedener Kennwerte eines bivalenten Ottomotors im Benzin- u. Erdgasbetrieb“, Studienarbeit an der WH Zwickau / IAV GmbH, 2001
- [120] T. Dreher: „Modellierung der Klopfintensität“, Diplomarbeit an der TU Berlin / IAV GmbH, 1999
- [121] M. Umierski: „Neue Motorkonzepte für erdgasgetriebene Fahrzeuge“  
P. Wolters 23. Wiener Motorensymposium, Wien, April 2004  
H. Baumgarten
- [122] O. Dingel: „Der Erdgasturbomotor – Möglichkeit zur Leistungssteigerung und Verbrauchsreduktion“, Tagung Start frei für Erdgasfahrzeuge, Wiesbaden, J. Getzlaff S. Liebsch 2007
- [123] M. Bargende: „Monovalente Erdgasmotoren: Der Schlüssel zur CO<sub>2</sub>-Emissionsreduzierung“, Tagung Start frei für Erdgasfahrzeuge, Stuttgart, September 2002
- [124] J. Getzlaff: „Maßnahmen zur Absenkung der HC-Rohemission von Ottomotoren“, Dissertation TU Dresden, Dresden, 2000
- [125] P. Corbo: „Methane Dedicated Catalysts for Heavy-Duty Natural Gas Engines“  
M. Gambino SAE Paper 961087  
S. Iannaccone
- [126] K. Gluck „Catalysts Development for Stoichiometric and Lean Burn Natural Gas Engines“, SAE Paper 942419  
E. Lox  
A. Schafer  
T. Kreuz  
R. Muniz
- [127] B. Choi „Effective Parameters on the Catalytic Reaction of NGV Catalytic Converter“, SAE Paper 960239  
G. Son  
E. Kim  
K. Lee

- [128] V. Strots  
G. Bunimovich  
Y. Matros  
M. Zheng  
E. Mirosh      „Novel Catalytic Converter for Natural Gas Powered Diesel Engines“, SAE Paper 980194
  
- [129] G. Fukala:  
O. Dingel  
J. Getzlaff      „Gasbetriebene Verbrennungskraftmaschine mit Abgasreinigung“, Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt, DE 102 52 144 A1, 19.05.2002
  
- [130] J. Getzlaff:      „Verfahren zum Betrieb einer mit Gas betriebenen Verbrennungskraftmaschine“, Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt, DE 102 49 274 A1, 13.05.2004
  
- [131] R. Sauerstein:  
M. Sens  
O. Dingel      „Geregelte zweistufige Abgasturboaufladung und ein CNG-Brennverfahren – eine vielversprechende Kombination“, HdT Tagung Motorprozess und Simulation, Berlin, Juni 2005
  
- [132] H. Berner:  
M. Bargende      „Ein CO<sub>2</sub>-minimales Antriebskonzept auf Basis des Kraftstoffes Erdgas“, HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004
  
- [133] J.B. Heywood:      „Internal Combustion Engine Fundamentals“, Mc Graw-Hill, Inc., New York, 1988, S. 435
  
- [134] J. Rosenow:      „IAA 2011: Neuartige Zündquelle ersetzt die Kerze“, <http://www.kfz-betrieb.vogel.de>
  
- [135] N.N.:      „ACIS-Zündsystem“, <http://www.federal-mogul.com>
  
- [136] G. Herdin:  
J. Klausner  
E. Wintner  
M. Weinrotter  
J. Graf  
K. Iskra      „Laserzündung für Gasmotoren – 6 Jahre Erfahrung“, 4. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau, Mai 2005
  
- [137] M. Kratzsch:  
M. Günther  
S. Nicklitzsch  
M. Medicke      „Qualitätsgeregelter Ottomotor – ein Weg mit Zukunftspotenzial“, MTZ 72 (2011) 9 S. 655
  
- [138] A. Wimmer:  
G. Pirker  
M. Engelmayer  
E. Schnessl      „Gas engine versus diesel engine – a comparision of efficiency“, MTZ industrial, special edition MTZ, November 2011, S.23-27

- [139] F. Maier: „Erdgasmotorkonzept mit EZEV-Potenzial“; MTZ 58 (1997) 9 S. 544-551  
P. Müller  
E. Heck  
P. Langen
- [140] K. Heini: „Das Trans-Valve-Injection-Verfahren für Erdgasmotoren“  
W. Janach MTZ 57 (1996) 12 S. 668-674
- [141] Tomita, M.: „Effects of gas flow and mixture properties on engine-out HC-Emissions“  
Iwakiri, Y. SAE Paper 961952 , SP-1204  
Sakai, E.  
Urushihara, T.  
Inoue, R.  
Kojima, K.
- [142] S. Rubbert: „Beitrag zur Verbrennung überstöchiometrischer Kraftstoff-Luftgemische mit variablem Inertgasanteil“, Dissertation RWTH Aachen, 1996
- [143] O. Dingel: „Messung der Zylinderinnenströmung mit Doppler Global Velocimetry“  
T. Seidel Tagung „Optisches Indizieren – Verbrennungsentwicklung für Otto-  
R. Schodl und Dieselmotoren, HdT Essen, Nov. 2002  
B. Willert
- [144] H. Steuker: „Messung und Bewertung von Zylinderinnenströmung und Korrelation zu Motorkennwerten“, Diplomarbeit an der TU Chemnitz / IAV GmbH, 2003
- [145] J. Getzlaff: „Mageres CNG-Brennverfahren für minimale CO<sub>2</sub>-Emissionen“  
O. Dingel HdT Tagung Gasfahrzeuge – Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-  
J. Kahrstedt Herausforderung der Zukunft?, Berlin, September 2004  
D. Kuhnert  
R. Latsch
- [146] J. Fischer: „Methodeneinsatz bei der Entwicklung des spraygeführten BMW DI-  
W. Kern Brennverfahrens“, 7. Internationales Symposium für Verbrennungs-  
G. Unterweger diagnostik, Baden-Baden, Mai 2006  
A. Witt  
B. Durst  
E. Schüneman  
C. Schwarz
- [147] M. Bargende: „Schwerpunkterkennung und automatische Klingelerkennung“  
MTZ 56 (1995) 10 S. 632-638
- [148] W. Gollin: „Zündung des Ottomotors“, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, S. 626 ff  
W. Häming Robert Bosch GmbH, 25. Auflage, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2003  
U. Bentel  
M. Weimert  
E. Breuser

- [149] Wilstermann: „Wechselspannungszündung mit integrierter Ionenstrommessung als Sensor für die Verbrennungs- und Motorregelung“, Dissertation Universität Karlsruhe, 1999
  
- [150] J. Getzlaff:  
O. Dingel  
C. Grünig  
J. Kahrstedt „Anforderungen an das Brennverfahren eines mager betriebenen CNG-Motors“, VII. Tagung Motorische Verbrennung, München, März 2005
  
- [151] J. Geiger :  
H.-J. Koß  
R. Böwing  
J. Thiemann „Untersuchung verschiedener Zündverfahren zur Verbrennungseinleitung bei stark abgasverdünnten Gemischen im Ottomotor“ FVV-Bericht Heft R 499, S. 208 – 232, Karlsruhe 1998
  
- [152] D. Kuhnert:  
R. Latsch „Vorkammer-Zündkerze mit Zusatzkraftstoff zur Entflammung sehr magerer Kraftstoff-Luft-Gemische, insbesondere für Gasmotoren“ Offenlegungsschrift Deutsches Patentamt, DE 100 16 558 A1, 11.10.2001
  
- [152] J. Getzlaff:  
O. Dingel  
C. Grünig  
J. Kahrstedt „Anforderungen an das Brennverfahren eines mager betriebenen CNG-Motors“, VII. Tagung Motorische Verbrennung, München, März 2005
  
- [153] J. Getzlaff:  
J. Pape  
C. Grünig  
D. Kuhnert  
R. Latsch „Entwicklung eines überstöchiometrischen Erdgasbrennverfahrens für Pkw-Anwendungen“, 5. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau, Mai 2007
  
- [154] S. Bohatsch:  
B. Hofmann  
A. Ferrari  
H.-J. Berner  
M. Bargende „Darstellung verschiedener Betriebsstrategien an einem Erdgas-motor mit innerer Gemischbildung“, 2. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Dresden, 2006
  
- [155] J. Geiger:  
H.-J. Koß  
K.-F. Knoche  
S. Pischinger „Untersuchung verschiedener Zündverfahren zur Verbrennungseinleitung bei stark abgasverdünnten Gemischen im Ottomotor“, FVV-Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 648, Aachen, 1996, S. 94-118
  
- [156] W. Sauter:  
H. Kubach  
U. Spicher „Benzin-Direkteinspritzung in die Zwischenkompression bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung“, HdT Tagung Direkteinspritzung im Ottomotor, Essen, 2007
  
- [157] M. Heese: „Untersuchung der Einflüsse und Beurteilung der Fernwirkung eines Kammerzündsystems“, Diplomarbeit TU Magdeburg / IAV GmbH Magdeburg, 2006
  
- [158] N.N.: <http://www.personal.leeds.ac.uk/~fuensm/project/mech.html>, 06-09-19

- [159] H.G. Weller:  
S. Uslu  
A.D. Gosman  
R. Maly  
R. Herweg  
B. Heel      „Prediction of Combustion in Homogeneous- Charge Spark-Ignition Engines“, 3<sup>rd</sup> Int. Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion, Yokohama, 1994, pp 163-169
- [160] B. Heel:  
R. Maly  
H.G. Weller      „Validation of SI combustion model over range of speed, load equivalence ratio and spark timing“, Proc. 4th Int. Symp. on Diagnostics and Modelling of Combustion in Internal Engines, Kyoto, pp. 255-260
- [161] N.N.:      CD-adapco, Star-CD Version 4.00, Methodology, 2006.
- [162] J. Pape  
J. Getzlaff  
M. Ende  
D. Kuhnert  
R. Latsch      „Investigations on pre chamber spark plug with pilot injection“ SAE-07PFL-320, SAE World Congress, Detroit, 2007
- [163] D. Bolland:      „Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur“, Dissertation Universität Stuttgart, 2010
- [164] S. Salchenegger: „Emissionen von Wasserstofffahrzeugen – Abschätzung der Emissionen von wasserstoff- und brennstoffzellenbetriebenen Fahrzeugen“ Studie des österreichischen Umweltbundesamtes, Wien, 2006
- [165] S. Schwarz:  
H. Peng      „Vorteile des Power-to-Gas-Verfahrens (PtG) als Speichertechnologie und Betrieb von PtG-Anlagen im Regelenergiemarkt, IQPC-Kongress Zukunftsperspektiven für den Regelenergiemarkt Strom, Berlin, 2011
- [166] N.N.:      <http://www.solarfuel.de>
- [167] S. Schröter:      „Wind- und Solarstrom als Erdgas speichern“, <http://www.stefanschroeter.com>
- [168] J. Hüttenrauch:  
G. Müller-  
Seyring      „Zumischung von Wasserstoff zum Erdgas“, Zeitschrift Energie/ Wasser-Praxis, Heft 10, 2010
- [169] N.N.:      <http://www.naturalhynet.com>
- [170] N.N.:      „Lombardei baut Tankstellennetz mit Erdgas-Wasserstoff-Säulen“ <http://www.auto.de>
- [171] N.N.:      <http://www.hythane.com>
- [172] S. Rieke:      „Erdgasfahrzeuge: Status heute und morgen mit Biogas/Erdgas“ 3. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Berlin, September 2008



- [173] H. Rottengruber: „Wasserstoffmotor mit Direkteinblasung – Betriebsstrategien und  
M. Berckmüller und Potenziale“, HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Berlin, Juni 2004  
G. Elsässer  
N. Brehm  
C. Schwarz
  
- [174] J. Willand: „Der Wasserstoffmotor für Flurförderfahrzeuge von Volkswagen-  
A. Grote aufgeladen, direkteinspritzend, flexibel“, 3. HdT Tagung Gasfahrzeuge,  
B. Becker Berlin, September 2008  
H. Gerlicher
  
- [175] N. Apostelescu: „A study of Combustion Hydrogen-Enriched Gasoline in a Spark  
R. Chiriac Ignition Engine“, SAE-Technical Paper No. 960603
  
- [176] E. Tully: „Lean-Burn Characteristics of a Gasoline Engine Enriched with Hydrogen  
from a Plasmatron Fuel Reformer“, Master of Science Thesis at MIT,  
Boston, 2002, p. 29 f,
  
- [177] A. Quader: „Engine Performance and Emissions near the Dilute Limit with Hydrogen  
J. Kirwan Enrichment using an On-Board Reforming Strategy”  
J. Grieve SAE-Technical Paper 2003-01-1356
  
- [178] J.B. Green: „Experimental Evaluation of SI Engine Operation Supplemented by  
Jr.N. Domingo Hydrogen Rich Gas from a Compact Plasma Boosted Reformer”,  
J.M.E. Storey SAE-Technical Paper 2000-01-2206  
R.M. Wagner  
J.S. Armfield  
L. Bromberg  
D.R. Cohn  
A. Rabinovich  
N. Alexeev
  
- [179] D. Yap: „Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas HCCI Combustion”,  
A. Megaritis SAE-Technical Paper 2004-01-1972  
S. Peucheret  
M.L. Wyszynski  
H. Xu
  
- [180] J.B. Green: „Experimental Evaluation of SI Engine Operation Supplemented by  
Jr.N. Domingo Hydrogen Rich Gas from a Compact Plasma Boosted Reformer”,  
J.M.E. Storey SAE-Technical Paper 2000-01-2206  
R.M. Wagner
  
- [181] L. Bromberg: „Emission Reduction using hydrogen from plasmatron fuel converters”,  
D.R. Cohn International Journal of Hydrogen Energy 26 (2001), p. 1115-1121  
A. Rabinovich  
J.B. Heywood

- [182] A. Heinzel:  
C. Palm  
B. Vogel      „Reformierung von Kohlenwasserstoffen „ in Forschungsverbund  
Sonnenenergie, Themen 1999/2000, S.54-58
  
- [183] N.M. Bel:      „Plasma Fuel Reformer: Chemical Simulation“, Presentation at  
ArvinMeritor / IAVInc. / MIT Meeting, Boston, March 2003
  
- [184] F. Ayala:      „Combustion Lean Limits Fundamentals and their Application to a SI  
Hydrogen-Enhanced Engine Concept“, 2<sup>nd</sup> PhD Thesis Committee  
Meeting at MIT, Boston, 2005
  
- [185] J. Warnatz:  
U. Maas  
R.W. Dibble      „Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und  
Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung“, 2. Auflage, Springer  
Verlag, Berlin, 1997, S. 119 ff
  
- [186] M. Dudas:  
M- Düring      „Energetische Analyse eines Elektrofahrzeuges – Verbesserung der  
thermischen Bilanz versus Fahrzeugdesign“, Bachelorarbeit an der  
Ostfalia Hochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Wolfenbüttel, 2010
  
- [187] U. Spicher:      „Die Energieeffizienz des Fahrzeugantriebes – ganzheitlich betrachtet“.  
16. VDI-FVT-Event, Dresden, 2011
  
- [188] O. Dingel:  
S. Liebsch      „Alternative gasförmige Kraftstoffe und deren Auswirkungen auf den  
motorischen Betrieb“, Vortrag an der FH München, München, 2007
  
- [189] C. Reynolds:  
R. Evans      „Improving emissions and performance characteristics of lean burn  
natural gas engines through partial stratification“  
International Journal of Engine Research, Vol. 5, No. 1, 2004
  
- [190] C. Reynolds:  
R. Evans  
L. Andreassi  
S. Cordiner  
V. Mulone      „The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially  
stratified charge natural gas engine“  
SAE Paper 05P-18
  
- [191] C. Schwarzer:      „Die verpasste Chance – Trotz enormer Umwelt- und Kostenvorteile hat  
es der Erdgasantrieb schwer“, Automobilwoche, Ausgabe 23, München,  
2011
  
- [192] R. Efa:  
W. Kirst      „Motorrad mit alternative bivalenten Antriebssystem auf der Basis  
regenerativer Kraftstoffe und Erdgas-Direkteinblasung“, Studienarbeit an  
der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Wolfenbüttel, 2009
  
- [193] J. Getzlaff:  
H. Weber      „Neue Gasfahrzeugkonzepte durch den Einsatz moderner Technologien“,  
4. HdT-Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart, September 2010
  
- [194] J. Winterhagen:      „Wasserstoff: Alternativen zur Hochdruckspeicherung“, ATZ 114 (2012),  
1, S.169-172

- [195] M. Bargende: „Erdgas als alternative Antriebsquelle“, Gastkommentar  
MTZ 63 (2002), 7/8, S. 462
- [196] W. Warnecke „Mehr Gas“, Antriebsquelle“ Gastkommentar,  
MTZ 73 (2012), 2, S. 176

**10. Verzeichnis der Bilder und Tabellen**

<b><u>Bilder:</u></b>	<b>Seite</b>
<i>Bild 0.1    <math>p,V</math> - Indikatordiagramm des ersten 4-Takt-Gasmotors von Nicolaus August Otto (aufgenommen am 09.05.1876)[1]</i>	5
<i>Bild 0.2    Lkw mit Holzgas-Generatoranlage, Werbung aus dem Jahr 1942 [2]</i>	7
<i>Bild 0.3    <math>CO_2</math>-Emission der Pkw in Deutschland im Kontext zu den Vorschriften der Europäischen Gemeinschaft, nach [3], [4], [5]</i>	8
<i>Bild 1.1    Lenoir-Gasmotor aus dem Jahr 1861 [7]</i>	11
<i>Bild 1.2    Atmosphärische Gaskraftmaschine von Otto/Langen von 1867, nach [9]</i>	12
<i>Bild 1.3    Viertakt-Gasmotor aus dem Jahr 1876 von Otto/Maybach mit Gaszuführung und Zündeinrichtung [8]</i>	13
<i>Bild 1.4    Stationäre Gaserzeugeranlage von Deutz-Lizenz Dowson um 1887 mit Werbeplakat der Deutzer Gasmotorenfabrik um 1890 für den Ölgaserzeuger nach [10], [11]</i>	14
<i>Bild 1.5    Schnitt durch einen Cooper-Bessemer-Integral-Kompressormotor um 1950 [12]</i>	16
<i>Bild 1.6    Schnitt durch a) Nordberg Zweistoff-Sternmotor b) Nordberg DUAFUEL TSGL-21 [14], [15]</i>	17
<i>Bild 1.7    Moderner Gasmotor Baureihe 4000 aus dem Jahr 2008 (Quelle: MTU)</i>	18
<i>Bild 1.8    Erstes Gasfahrzeug von Rivaz, links Skizze aus der Patentschrift, rechts Nachbau des Prototypen von 1817, nach [20]</i>	19
<i>Bild 1.9    Hippomobile von Lenoir, links Nachbau des Prototypen, rechts Schnittdarstellung</i>	20
<i>Bild 1.10    Konstruktion eines Dresdner Gasmotorwagens, Baujahr 1893 [21]</i>	21
<i>Bild 1.11    Dessauer Gasmotorwagen mit geöffneter Schwungradtür und Gas-Komprimierstation [21]</i>	22
<i>Bild 1.12    Erstes Kraftfahrzeug mit Gasmotor und Holzgasgenerator (im Bild nicht zu sehen) von 1906 [10]</i>	23
<i>Bild 1.13    Flüssiggasbetrieb im Kfz im Jahr 1938 a) Motor mit Verdampfer und Gasdosierventil b) Druckgasbehälter am Lkw c) Druckgasbehälter im Omnibus [23]</i>	25
<i>Bild 1.14    „Package studie“ zur Unterbringung von Gastanks an einem BMW 326 aus dem Jahr 1942 [24]</i>	26

<i>Bild 1.15</i>	<i>Schematischer Aufbau der Holzgasanlage im Lkw um 1943 [26]</i>	<i>27</i>
<i>Bild 1.16</i>	<i>Schematische Darstellung der chemischen Vorgänge im Holzgasgenerator nach [26]</i>	<i>28</i>
<i>Bild 1.17</i>	<i>Opel Admiral mit Holzgasanlage der Firma Imbert aus den 1940iger Jahren [10]</i>	<i>29</i>
<i>Bild 1.18</i>	<i>3000 Ps-Gasgenerator-Diesellokomotive aus dem Jahr 1961 nach [27]</i>	<i>30</i>
<i>Bild 1.19</i>	<i>a) Flüssiggastanker „Venator“, b) Sulzer-Gas-Dieselmotor der „Venator“ [29] c) Schema Gas-Dieselmotor [28]</i>	<i>31</i>
<i>Bild 1.20</i>	<i>a) Erdgasversuchsbus aus dem Jahr 1972, b) Erdgasmotor M 407 hG [30] c) Schema Erdgasanlage am M 407 hG [30]</i>	<i>32</i>
<i>Bild 1.21</i>	<i>a) City-Bus mit Flüssiggasantrieb, 1973, b) Querschnitt des Flüssiggas- motors [31]</i>	<i>33</i>
<i>Bild 1.22</i>	<i>BMW M1 – Autogas-Rekordfahrzeug, Oktober 1981 [35]</i>	<i>34</i>
<i>Bild 1.23</i>	<i>Hartge H1 – 303,6 km/h mit Flüssiggas auf dem Highspeed-Oval in Papenburg am 17.10.2007 (im Bild oben die Gaseinblasung-flüssig bis zum Injektor) [36]</i>	<i>35</i>
<i>Bild 1.24</i>	<i>Erster Serien-Lkw mit Erdgasantrieb – IFA W50 aus dem Jahr 1983 [37],[38]</i>	<i>36</i>
<i>Bild 1.25</i>	<i>Erste Serien-Pkw und deren Erdgassystem BMW 316g und 518 g aus dem Jahr 1995 [39]</i>	<i>37</i>
<i>Bild 1.24</i>	<i>Renault – Flüssiggashybridfahrzeugkonzeptstudie aus dem Jahr 1998 [40]</i>	<i>38</i>
<i>Bild 1.25</i>	<i>Erdgas-Hybridkonzept mit einer CO<sub>2</sub>-Emission von 92 g/km aus dem Jahr 2006 [41]</i>	<i>39</i>
<i>Bild 2.1</i>	<i>Zunehmende Verknappung der Rohölreserven im Vergleich zur Erdgasverfüg- barkeit [42]</i>	<i>41</i>
<i>Bild 2.2</i>	<i>Zukünftige Antriebssysteme und Kraftstoffe nach [44]</i>	<i>42</i>
<i>Bild 2.3</i>	<i>CO<sub>2</sub>-Emissionen (well-to-wheel) für zukünftige Antriebssysteme nach [44]</i>	<i>44</i>
<i>Bild 2.4</i>	<i>Rohöl- und Benzinpreisentwicklung in den Jahren 2004 bis 2011 (Datenquelle [47], [48])</i>	<i>47</i>
<i>Bild 2.5</i>	<i>Entwicklung der Kraftstoffpreise (energieinhaltsbezogen) (Datenquellen [47], [48])</i>	<i>48</i>
<i>Bild 2.6</i>	<i>Energiekosten in Abhängigkeit von der Kraftstoffart (Datenquellen [47], [48])</i>	<i>50</i>
<i>Bild 2.7</i>	<i>Monetäre Ersparnisse des Erdgasbetriebes (konst.Gesamtwirkungsgrade) gegenüber dem Benzinbetrieb, (Datenquellen [47], [48])</i>	<i>51</i>

<i>Bild 2.8</i>	<i>Erdgasspezifische Komponenten eines bivalenten Erdgasfahrzeuges</i>	52
<i>Bild 2.9</i>	<i>Gewichtsvorteile faserrummantelter Gasfahrzeugtanks nach [52]</i>	53
<i>Bild 2.10</i>	<i>Gastanksystem eines quasimonovalenten CNG-Fahrzeuges</i>	54
<i>Bild 2.11</i>	<i>Anordnung des Gastanksystem im Unterboden eines quasimonovalenten CNG-Fahrzeuges</i>	55
<i>Bild 2.12</i>	<i>Simulation des Chashverhaltens beim Heckaufprall mit Druckbehältern für den Erdgasbetrieb</i>	56
<i>Bild 2.13</i>	<i>Erdgasfahrzeug nach dem Heckcrash-Versuch [53]</i>	57
<i>Bild 2.14</i>	<i>Schematische Darstellung der Gemischbildung von Erdgas im Saugrohr</i>	58
<i>Bild 2.15</i>	<i>Mechanischer Fahrzeugdruckregler für Erdgas (Druckregelbereich 2,5 bis 20 bar) nach [57]</i>	59
<i>Bild 2.16</i>	<i>Bauformen von CNG-Injektoren verschiedener Hersteller nach [59],[60],[61],[62]</i>	60
<i>Bild 2.17</i>	<i>Änderungen am NGI2-Injektor der Fa. Bosch im Vergleich zum Benzin-Injektor nach [63]</i>	61
<i>Bild 2.18</i>	<i>Für den Gasbetrieb optimierte CNG-Gasverteilerleiste mit CNG-Injektoren, unter Verwendung von [64]</i>	62
<i>Bild 2.19</i>	<i>CNG-Gasverteilerleiste und Injektoren im Saugrohr eines bivalenten CNG-Fahrzeuges, Ansicht von unten – Benzin-Injektoren oben (nicht sichtbar) [53]</i>	63
<i>Bild 2.20</i>	<i>add on-CNG-Motorsteuerung für die Nachrüstung eines Fahrzeuges mit fremd-gezündetem Motor [64]</i>	65
<i>Bild 2.21</i>	<i>Motorsteuerungssystem „Bifuel-Motronic“ für Benzin-CNG-Fahrzeuge [63], [65]</i>	67
<i>Bild 2.22</i>	<i>Motorsteuerungssystem „Bifuel-Motronic“ für Benzin-CNG-Fahrzeuge mit Abgas-turboaufladung [65]</i>	68
<i>Bild 2.23</i>	<i>Zwei-Steuergerätesystem für bivalente Gasfahrzeuge der Fa. Siemens VDO [66]</i>	69
<i>Bild 2.24</i>	<i>Schäden am Ventiltrieb eines Ottomotors im Gasbetrieb, unter Verwendung von [67], [68]</i>	70
<i>Bild 2.25</i>	<i>Verschleiß des Ventilsitzes bei Gasbetrieb durch geänderte tribologische Verhältnisse</i>	71
<i>Bild 2.26</i>	<i>Übersicht gasspezifischer Komponenten eines bivalenten Benzin-LPG-Fahrzeuges</i>	74
<i>Bild 2.27</i>	<i>LPG-Tanks und deren Einbausituation im Fahrzeug unter Verwendung von [69]</i>	77

<i>Bild 2.28</i>	<i>Konventionelles LPG-Einblassystem mit Verdampfer</i>	79
<i>Bild 2.29</i>	<i>Schema der LPG-Einblasung im flüssigen Zustand</i>	80
<i>Bild 2.30:</i>	<i>Gasrail für flüssige Einblasung von LPG im Saugrohr [69]</i>	81
<i>Bild 2.31</i>	<i>Anordnung des LPG-Injektor im Saugrohr (bottom-feed-Bauweise mit Gasabdichtung an der Injektorspitze) [69]</i>	82
<i>Bild 2.32</i>	<i>add on-LPG-Motorsteuerung für die Ausrüstung eines Benzinmotors zum bivalenten Motor [70]</i>	84
<i>Bild 2.33</i>	<i>Funktionsumfang LPG-Betrieb der Volkswagen Santana 1,8l Bifuel-ECU [69]</i>	85
<i>Bild 2.34</i>	<i>Komponenten des Wasserstoffantriebes bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor nach [71]</i>	88
<i>Bild 2.35</i>	<i>Komponenten des Wasserstoffantriebes bei einem Fahrzeug mit Brennstoffzelle</i>	89
<i>Bild 2.36</i>	<i>Schematische Darstellung des Antriebsstranges von Wasserstofffahrzeugen mit Verbrennungsmotor und Brennstoffzelle [76]</i>	91
<i>Bild 2.37</i>	<i>Gesamtwirkungsgrad von Fahrzeugantriebskonzepten in Abhängigkeit von der Antriebsleistung nach [78]</i>	92
<i>Bild 2.38</i>	<i>Energiebilanzen für Wasserstoffantriebskonzepte im NEFZ [76]</i>	93
<i>Bild 2.39</i>	<i>Druckspeichersystem für ein Wasserstofffahrzeug [82]</i>	95
<i>Bild 2.40</i>	<i>Kryogenspeichersystem zur LH<sub>2</sub>-Speicherung für ein Wasserstofffahrzeug [82]</i>	97
<i>Bild 2.41</i>	<i>Vergleich der Möglichkeiten zur Wasserstoffspeicherung bezogen auf Masse und Volumen der Speicherbehälter</i>	98
<i>Bild 2.42</i>	<i>Kupplung für die Betankung des Fahrzeugs mit flüssigen Wasserstoff [84]</i>	99
<i>Bild 2.43</i>	<i>Bauformen von Wasserstoffinjektoren für Saugrohr- und Direkteinblasung nach [85], [86], [87]</i>	100
<i>Bild 2.44</i>	<i>Zeitfenster für die innere Gemischbildung bei der Wasserstoffverbrennung (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 3 \text{ bar}</math>, <math>\lambda = 0,90</math>, Raildruck = 120 bar)</i>	101
<i>Bild 2.45</i>	<i>H<sub>2</sub>-DI-Injektoren (Zweispuleninjektoren mit Plattenventil und aktivem Schließen)</i>	102
<i>Bild 2.46</i>	<i>Langzeitverhalten des 40 bar-Zweispulen-H<sub>2</sub>-DI-Injektors</i>	103
<i>Bild 2.47</i>	<i>Steuergeräteverbund und Signalleitungen für den Betrieb eines bivalenten V12-Wasserstoffmotors nach [93]</i>	106

<i>Bild 2.48</i>	<i>Vorentflammung bei zwei aufeinander folgenden Verbrennungszyklen eines Wasserstoffmotors mit Direkteinblasung</i>	<i>108</i>
<i>Bild 2.49</i>	<i>Zylinderdruckverläufe bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen für CNG und Wasserstoff, siehe auch [92]</i>	<i>109</i>
<i>Bild 2.50</i>	<i>Verwendete Zündkerzen, ausgehend von der Serienkerze links und Auswirkungen des Wasserstoffbetriebs auf die Zündkerzen</i>	<i>110</i>
<i>Bild 2.51</i>	<i>Volllastfeste Zündkerze für den Betrieb aufgeladener Wasserstoffmotoren</i>	<i>111</i>
<i>Bild 2.52</i>	<i>Energieströme bei bivalenten Antriebskonzepten</i>	<i>115</i>
<i>Bild 3.1</i>	<i>C/H-Verhältnis verschiedener Kraftstoffe [103]</i>	<i>119</i>
<i>Bild 3.2</i>	<i>Kennzeichnungspflicht der in Deutschland erhältlichen Kraftstoffe [104]</i>	<i>120</i>
<i>Bild 3.3</i>	<i>Speichervolumina alternativer Energiequellen nach [107]</i>	<i>123</i>
<i>Bild 3.4</i>	<i>Dampfdruckkurven der Bestandteile von Flüssiggas nach [108]</i>	<i>124</i>
<i>Bild 3.5</i>	<i>Energiedichte von Wasserstoff und Methan über dem Druck [83]</i>	<i>125</i>
<i>Bild 3.6</i>	<i>Realgasfaktor von Erdgas in Abhängigkeit von Druck und Temperatur [109]</i>	<i>126</i>
<i>Bild 3.7</i>	<i>Bestimmung der Methanzahl aus 3-Stoff-Gemischen nach [111]</i>	<i>128</i>
<i>Bild 3.8</i>	<i>Gemischheizwerte verschiedener Kraftstoffe in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Art der Gemischbildung</i>	<i>130</i>
<i>Bild 3.9</i>	<i>Wirtschaftlich nutzbare Erdgasvorräte der Welt nach [113]</i>	<i>131</i>
<i>Bild 3.10</i>	<i>Heizwert, Mindestluftbedarf und Gemischheizwert (äußere Gemischbildung) von Erdgas verschiedener Fördergebiete (Datenbasis nach [114], [115])</i>	<i>132</i>
<i>Bild 3.11</i>	<i>Zusammensetzung und Methanzahl von Erdgas verschiedener Fördergebiete (Datenbasis nach [114], [115])</i>	<i>133</i>
<i>Bild 3.12</i>	<i>Methanzahlen bei Propan/Butanzumischung für verschiedene Erdgase und für CH<sub>4</sub>/CO bzw. CH<sub>4</sub>/N<sub>2</sub> – bzw. CO<sub>2</sub>-Gemische nach [116]</i>	<i>134</i>
<i>Bild 3.13</i>	<i>Erzielbare Volllastergebnisse im Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]</i>	<i>138</i>
<i>Bild 3.14</i>	<i>Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]</i>	<i>141</i>
<i>Bild 3.15</i>	<i>Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei konstanter Drehzahl <math>n = 3000 \text{ min}^{-1}</math></i>	<i>142</i>



Bild 3.16	Vorzündbedarf und Verbrennungsablauf im Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb	143
Bild 3.17	HC-Differenzkennfeld für den Erdgasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]	145
Bild 3.18	NO <sub>x</sub> -Differenzkennfeld für den Erdgasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [119]	146
Bild 3.19	Unterschiede in der Laufunruhe zwischen Benzin- und Gasbetrieb bei Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb (Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen der Zylinder 1-4)[119]	148
Bild 3.20	Konvertierungsrate der HC-Moleküle im Benzin- und Erdgasbetrieb (Katalysator für den Benzinbetrieb optimiert)	149
Bild 3.21	Konzentration der Abgasbestandteile nach Katalysator im Benzin- und Erdgasbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ )	149
Bild 3.22	HC-Konvertierungsrate im Erdgasbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Motorlast für einen für den Benzinbetrieb ausgelegten Drei-Wege Katalysator	150
Bild 3.23	Verkleinerung und Verschiebung des $\lambda$ -Fensters über die Alterung des Katalysators [128]	151
Bild 3.24	Anordnung des Methansensors im Regelkreis zur Anpassung des Luftverhältnis-Setpoints im Zuge der Katalysatoralterung (konst. Abgastemperatur, Anteil CH <sub>4</sub> = konstant, Betriebspunkt $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 1 \text{ bar}$ ) [128]	152
Bild 4.1	Auswahl von Technologien für die Verbrennung von Gasen im Fahrzeugmotor und deren Auswirkung auf die Kosten und die CO <sub>2</sub> -Emission (well-to-wheel)	154
Bild 4.2	CNG-Kraftstoffverbrauchspotenzial durch monovalente Auslegung auf Gasbetrieb	155
Bild 4.3	Auslegungskennfeld für einen überstöchiometrisch betriebenen, abgasturboaufgeladenen CNG-Pkw-Motor nach [131]	156
Bild 4.4	CO <sub>2</sub> -Emissionen heutiger Antriebskonzepte, Datenquelle KBA, Stand 12/2006	158
Bild 4.5	Gemischbildungsverfahren für Brenngase in Hubkolbenmotoren	160
Bild 4.6	Übersicht Zündverfahren für gasförmige Kraftstoffe	162
Bild 4.7	Zündenergiebedarf für ein Propan/Luftgemisch nach [132]	164
Bild 4.8	Laserzündanlage der GE-Jenbacher für Großgasmotoren [135]	165
Bild 4.9	Korona-Ionenstreamer im Vergleich zum Funken einer konventionellen Zündkerze nach [134]	166

<i>Bild 4.10</i>	<i>Brennverlauf und <math>p_{mi}</math>-Häufigkeitsverteilung bei Kerzen- und Koronazündung [136]</i>	<i>167</i>
<i>Bild 4.11</i>	<i>Einfluss der Aufladung auf den Gemischheizwert bei einem Erdgasmotor mit äußerer Gemischbildung</i>	<i>168</i>
<i>Bild 4.12</i>	<i>Drehmomentverlauf bei Abgasturboaufladung im Benzin- und Erdgasbetrieb</i>	<i>169</i>
<i>Bild 4.13</i>	<i>Lastsprung am dynamischen Motorprüfstand im Benzin- und Erdgasbetrieb</i>	<i>170</i>
<i>Bild 4.14</i>	<i>Einfluss der Öffnungszeiten der Auslassventile auf den Drehmomentverlauf im Erdgasbetrieb bei Abgasturboaufladung (GT-Power-Motorprozesssimulation)</i>	<i>171</i>
<i>Bild 4.15</i>	<i>Einfluss der Luftverhältnisvariation bei Nenndrehzahl (<math>5000 \text{ min}^{-1}</math>) unter Einhaltung der maximal zulässigen Abgastemperatur von <math>950 \text{ }^{\circ}\text{C}</math> vor Turbine bei einem abgasturboaufgeladenen CNG-Motor [122]</i>	<i>172</i>
<i>Bild 4.16</i>	<i>Streuband ausgeführter CNG-Motoren mit unterschiedlicher Auslegung der Aufladung</i>	<i>174</i>
<i>Bild 4.17</i>	<i>Betriebsbereiche von Gasmotoren nach [123]</i>	<i>175</i>
<i>Bild 4.18</i>	<i>Wirkungsgrade moderner schnell- und mittelschnelllaufender Großgas- und Dieselmotoren nach [138]</i>	<i>176</i>
<i>Bild 5.1</i>	<i>Einflussgrößen auf die Stabilität der Entflammung bei Betrieb eines Erdgasmotors mit überstöchiometrischen Gemischen</i>	<i>179</i>
<i>Bild 5.2</i>	<i>Schematische Darstellungen der Brennräume des Erdgasmotors bei Verdichtungserhöhung (Schnitt in Brennraummitte ) [118]</i>	<i>180</i>
<i>Bild 5.3</i>	<i>Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Volllastergebnisse im CNG-Betrieb im Vergleich zum Benzinbetrieb [118]</i>	<i>181</i>
<i>Bild 5.4</i>	<i>Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Wirkungsgrad bei Teillast (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2 \text{ bar}</math>) [118]</i>	<i>182</i>
<i>Bild 5.5</i>	<i><math>p,V</math>-Diagramm bei Verdichtungsänderung im Erdgasbetrieb (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2 \text{ bar}</math>, Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen)</i>	<i>183</i>
<i>Bild 5.6</i>	<i>Wandwärme, Abgasenergie, innere Energie als Ergebnis der Verlustteilung bei Verdichtungsänderung im Erdgasbetrieb (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2 \text{ bar}</math>, ZZP = <math>8^{\circ}</math> SWP n. OT)</i>	<i>184</i>
<i>Bild 5.7</i>	<i>Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Verfahrensstabilität im Magerbetrieb (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2 \text{ bar}</math>)</i>	<i>184</i>
<i>Bild 5.8</i>	<i>Ausgewählte Beispiele für die Erzeugung von Ladungsbewegung [139], [140], [141]</i>	<i>186</i>

Bild 5.9	Messprinzip Doppler Global Velocimetry (DGV) nach [143]	187
Bild 5.10	Anordnung der Lichtschnittzeuger zur Ermittlung eines dreidimensionalen Strömungsfeldes nach [143]	188
Bild 5.11	Saugrohrflansch mit Aufnahme für die Gaseinblasedüse und die kontinuierlich verstellbare Tumbleklappe	190
Bild 5.12	Einfluss des Tumblesystems und der Ventilabschaltung auf die stationären Strömungsfelder und die integrativen Strömungskennzahlen (DGV-Messung bei einer ME von 15 mm unterhalb des Zylinderkopfes und einen Ventilhübe $h_v$ von 8 mm) [144]	191
Bild 5.13	Einfluss des Tumblesystems auf die Verbrennungsergebnisse in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]	193
Bild 5.14	Einfluss verschiedener Maßnahmen zur Erzeugung einer Ladungsbewegung auf die Magerlaufgrenze (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]	194
Bild 5.15	Wirkungsgrad und Emissionen der mageren Erdgasverbrennung mit optimierter Tumbleklappenstellung im Vergleich zum Motorbetrieb mit Benzin bzw. Erdgas (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [118]	195
Bild 5.16	Einlasskanal mit und ohne integrierter Strömungsabrisskante [145]	196
Bild 5.17	Ansaugrohre mit schaltbarem Turbulenzsystem für einen 6-Zylinder-Ottomotor betrieben mit Benzin und Reformergas (siehe Abschn. 7.2.2)	197
Bild 5.18	DGV-Strömungsfelder mit Tumbleströmung (links) und turbulenter Strömung erzeugt mittels Turbulenzblech (rechts), gemessen an einem 4-Zylinderkopf	198
Bild 5.19	Einfluss turbulenter Ladungsbewegung in Verbindung mit Mehrfachzündung auf die motorischen Ergebnisse (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) [145]	200
Bild 5.20	Einfluss von Optimierungsmaßnahmen an der Zündkerze eines Ottomotors auf die Funkenauslenkung [146]	201
Bild 5.21	Mögliche Anordnung der Zündkerzen beim untersuchten Erdgasmotor [118]	204
Bild 5.22	Einfluss mehrerer Zündquellen auf die Verbrennungsergebnisse (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , Tumblesystem aktiviert) [118]	205
Bild 5.23	Einfluss der Funkenenergie und der Funkenbrenndauer auf den spez. Kraftstoffverbrauch und die Laufunruhe ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , $\lambda = 1,50$ ) [150]	208
Bild 5.24	Unterschiede in der laminaren Brenngeschwindigkeit von Erdgas- und Benzin-Luftgemischen in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [123]	209
Bild 5.25	Darstellung der Kammerkerze Multitorch NF2 mit Zusammenbauzeichnung	211

Bild 5.26	Vergleich der konventionellen Hakenkerze mit der Kammerkerze hinsichtlich der Magerlaufgrenze ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , Tumblesystem aktiviert)[118]	212
Bild 5.27	Zündspannungsverlauf und max. Zündenergie bei Haken- und Kammerkerze (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{me} = 2 \text{ bar}$ , $\lambda = 1,50$ , Tumblesystem aktiviert)[118]	213
Bild 6.1	Funktionsprinzip der Vorkammerzündkerze mit getakteter Piloteinblasung von Erdgas in die Kammer [153]	215
Bild 6.2	Konstruktive Ausführung der Kammerkerze mit Erdgas-Piloteinblasung und Taktventil am Zylinder 4 des Vollmotors	216
Bild 6.3	Untersuchungen zur Einblasestrategie für die Piloteinblasung in die Kammerkerze (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ , $\lambda = 1,45$ )	218
Bild 6.4	Schematische Darstellung der Gemischzusammensetzung in der Kammer	219
Bild 6.5	Einfluss der Piloteinblasung in eine Kammerkerze auf den Kraftstoffverbrauch und die Laufunruhe bei zunehmender Abmagerung des Erdgas-Luft-Gemisches (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ )	220
Bild 6.6	Einfluss der Piloteinblasung in die Kammerkerze auf die Emissionen und die Brenndauer bei zunehmender Abmagerung des Erdgas-Luft-Gemisches (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 2,74 \text{ bar}$ )	221
Bild 6.7	Einblasestrategien für die Piloteinblasung (Randbedingungen für die CFD-Rechnung) [145]	223
Bild 6.8	Schematische Darstellung der Geometrie der Vorkammer mit Elektroden, Piloteinblasung und Überströmbohrungen [145]	223
Bild 6.9	Ergebnisse der Simulation für das Luftverhältnis und den Energiegehalt in der Kammerkerze in Abhängigkeit der Geometrie, Einblasezeitpunkt und -dauer	225
Bild 6.10	Luftverhältnisverteilung in der Kammer bei Piloteinblasung für die verschiedenen Rechnungen nach Tabelle 11 zum Zündzeitpunkt ( $20^\circ \text{ KW v. ZOT}$ )	226
Bild 6.11	Kammerkerze mit Piloteinblasung, inklusive Taktventil (Multitorch Typ F3)[145]	228
Bild 6.12	Zusammenbauzeichnung Kammerkerze mit Piloteinblasung (Multitorch Typ F3)	229
Bild 6.13	Einfluss der Kammergeometrie auf die Verfahrensstabilität bei Betrieb des Motors mit Luftüberschuss (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ )[150]	231
Bild 6.14	Ionenstromsignal in der Kammer bei unterschiedlichen Gesamtluftverhältnissen (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ ) [153]	233
Bild 6.15	Maximum des Ionenstromsignals in der Vorkammer in Abhängigkeit vom Gesamtluftverhältnis bei Piloteinblasung (Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 4,0 \text{ bar}$ ) [153]	234

<i>Bild 6.16</i>	<i>Gegenseitige Beeinflussungen zwischen dem Zündungsprozess in der Vorkammer und dem Entflammungsprozess im Hauptbrennraum nach [153]</i>	239
<i>Bild 6.17</i>	<i>Gemischbildungsprozess der angepassten Geometrie der Kammerkerze bei später Piloteinblasung [153]</i>	242
<i>Bild 6.18</i>	<i>Versuchsaufbau mit Einhubtriebwerk zur Bewertung des Entflammungsvorganges im Brennraum mit Vorkammerzündung nach [157]</i>	243
<i>Bild 6.19</i>	<i>Intensität der OH-Strahlung bei unterschiedlichen Zylinderdrücken zum Zündzeitpunkt bei einem Gesamtluftverhältnis von <math>\lambda = 1,5</math> [157]</i>	244
<i>Bild 6.20</i>	<i>Fackelstrahllänge bei unterschiedlichen Zylinderdrücken zum Zündzeitpunkt bei einem Gesamtluftverhältnis von <math>\lambda = 1,5</math> nach [157]</i>	245
<i>Bild 6.21</i>	<i>Simulation des Entflammungsprozesses in der Vorkammer nach [162]</i>	248
<i>Bild 6.22</i>	<i>Vergleich der im Einhubtriebwerk gemessenen und simulierten Fackelstrahlen</i>	249
<i>Bild 6.23</i>	<i>Simulierte Reaktionszone in der Vorkammer und Ausbreitung der Fackelstrahlen über die Überströmbohrungen nach [162]</i>	250
<i>Bild 6.24</i>	<i>Brennverlauf bei einer Vorkammerzündkerze mit und ohne Piloteinblasung in einem CNG-Motor bei niedriger Teillast (Betriebspunkt <math>n = 1600 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2,6 \text{ bar}</math>)[153]</i>	251
<i>Bild 6.25</i>	<i>Zusammenhänge zwischen Zündzeitpunkt, Verbrennungsschwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei einem CNG-Pkw-Motor [163]</i>	252
<i>Bild 6.26</i>	<i>Optimierung der Ansteuerung der Piloteinblasung beim Magerbetrieb mit Hilfe des Zylinderdrucksignales bei niedriger Teillast (Betriebspunkt <math>n = 1600 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2,6 \text{ bar}</math>)</i>	253
<i>Bild 7.1</i>	<i>Volllastverhalten eines Wasserstoffverbrennungsmotors mit unterschiedlichen Betriebsstrategien im Vergleich zum Benzinbetrieb nach [173]</i>	258
<i>Bild 7.2</i>	<i>Volllastverhalten eines Wasserstoffverbrennungsmotors mit Direkteinblasung und mechanischer Aufladung [174]</i>	259
<i>Bild 7.3</i>	<i>Einfluss des überstöchiometrischen Betriebs eines H<sub>2</sub>-DI-Verbrennungsmotors mit mechanischer Aufladung auf den effektiven und den Reibmitteldruck</i>	260
<i>Bild 7.4</i>	<i>Zylinderdruck- und Verlauf der Verbrennung bei Benzin-, Erdgas- und Wasserstoffbetrieb (Volllast, <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, innere Gemischbildung mit Aufladung)</i>	261
<i>Bild 7.5</i>	<i>Laminare Brenngeschwindigkeit eines Methan-Luftgemisches mit Wasserstoffanreicherung bei unterschiedlichen Brennraumdrücken [176]</i>	263

<i>Bild 7.6</i>	<i>Wirkungsgradvergleich des Wasserstoff-und Benzinbetriebes eines mechanisch aufgeladenen 1,8 l-Vierzylindermotors [102]</i>	264
<i>Bild 7.7</i>	<i>Volllastverhalten im Wasserstoff-Erdgas-Mischbetrieb im Vergleich mit reinem Benzin-, Erdgas- oder Wasserstoffbetrieb</i>	265
<i>Bild 7.8</i>	<i>Mitteldruck und Verbrauch eines abgasturboaufgeladenen Erdgasmotors in Abhängigkeit vom Ablauf der Verbrennung</i>	266
<i>Bild 7.9</i>	<i>Wasserstoffherstellung durch Reformierung von Methan a) Methandampfreformer b) autothermer Methanreformer [182]</i>	269
<i>Bild 7.10</i>	<i>Plasmatronreformer (Prototyp) entwickelt am MIT in Boston [101]</i>	270
<i>Bild 7.11</i>	<i>Heizwert und Zusammensetzung „idealer“ Reformergase</i>	272
<i>Bild 7.12</i>	<i>Verlustteilung des Gesamtprozesses für die Verbrennung von Reformergas im Motor</i>	274
<i>Bild 7.13</i>	<i>Einfluss des Mischbetriebs von Erdgas mit wasserstoffhaltigem Reformergas bei unterschiedlichen Restgasgehalten im Vergleich zu einem Benzinmotor (niedrige Drehzahl, <math>p_{me} = 2\text{bar}</math>, <math>\lambda = 1,0</math>)</i>	276
<i>Bild 7.14</i>	<i>Hochdruck- und Ladungswechselwirkungsgrad bei Erdgasmischbetrieb mit wasserstoffhaltigem Reformergas (niedrige Drehzahl, <math>p_{me} = 2\text{bar}</math>, <math>\lambda = 1,0</math>)</i>	278
<i>Bild 7.15</i>	<i>Brennverlauf bei einer Vorkammerzündkerze mit Piloteinblasung wasserstoffhaltigen Reformergases in einem CNG-Motor bei niedriger Teillast [153]</i>	280
<i>Bild 7.16</i>	<i>Kraftstoffverbrauch und <math>\text{NO}_x</math>-Emissionen bei Erdgasverbrennung mit wasserstoffhaltigen Reformergas, mit und ohne Piloteinblasung</i>	282
<i>Bild 8.1</i>	<i><math>\text{CO}_2</math> – Reduzierungspotenzial bei stöchiometrischem Betrieb eines Ottomotors mit Erdgas und Grundausslegung des Motors auf Benzinbetrieb [188] (sonstige Kennwerte des Motors siehe Abschnitt 3.2)</i>	287
<i>Bild 8.2</i>	<i><math>\text{NO}_x / \text{CO}_2</math> - Zielkonflikt der untersuchten Brennverfahren an der jeweiligen Magerlaufgrenze (Betriebspunkt <math>n = 2000 \text{ min}^{-1}</math>, <math>p_{me} = 2,0 \text{ bar}</math>)</i>	290

<b><u>Tabellen:</u></b>	Seite
<i>Tabelle 1 Bewertung verschiedener Technologiekonzepte im Vergleich für Benzin- und Erdgasfahrzeuge nach [6]</i>	9
<i>Tabelle 2 Auswirkungen des Erdgasbetriebs auf mechanische Komponenten</i>	72
<i>Tabelle 3 Auswirkungen des Flüssiggasbetriebs auf mechanische Komponenten</i>	86
<i>Tabelle 4 Technische Daten für H<sub>2</sub>-Faserverbundtanks bei 350 bar/15°C nach [81]</i>	96
<i>Tabelle 5 Alternative Gasantriebe im Vergleich zu konventionellen Antriebskonzepten</i>	114
<i>Tabelle 6 Eigenschaften gasförmiger Kraftstoffe im Vergleich zu flüssigen Kraftstoffen, nach [83], [105], [106]</i>	121
<i>Tabelle 7 Stoffeigenschaften des verwendeten Erdgases im Vergleich zu Benzin</i>	136
<i>Tabelle 8 Entwicklungsbausteine und deren Auswirkung bei der Auslegung aufgeladener Erdgasmotoren</i>	173
<i>Tabelle 9 Daten der Transistor-Spulen- und einer Wechselspannungszündung nach [149]</i>	207
<i>Tabelle 10 Übersicht über die Kammervarianten für die CFD-Berechnungen der Gemischbildung in der Kammer</i>	224
<i>Tabelle 11 Übersicht über die CFD-Berechnungen der Gemischbildung in der Kammer</i>	225
<i>Tabelle 12 Übersicht über die Varianten für die CFD-Simulation der Gemischbildung in der Kammer</i>	240
<i>Tabelle 13 Bewertungsmatrix für verschiedene Maßnahmen zur Beeinflussung der Verbrennung in Gasmotoren</i>	288

## 11. Verzeichnis der Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$B$	$\text{kg/h}$	Kraftstoffverbrauch
$be$	$\text{g/kWh}$	spezifischer Kraftstoffverbrauch
$CO$	$\text{g/h}$	Kohlenmonoxidemission
$CO_2$	$\text{g/km}$	Kohlendioxidemission
$c_P$	$nF$	Primärkapazität (Zündspule)
$c_S$	$pF$	Sekundärkapazität (Zündspule)
$DZ$	-	Drallzahl
$\varepsilon$	-	Verdichtungsverhältnis
$H_a$	$J$	Abgasenergie
$HC$	$\text{g/h}$	Kohlenwasserstoffemission
$H_G$	$\text{MJ/m}^3$	Gemischheizwert
$H_u$	$\text{MJ/kg}$	unterer Heizwert
$h_v$	$\text{mm}$	Ventilhub
$I_P$	$A$	Ladestrom max. (Zündspule)
$L_{min}$	$\text{kg/kg}$	Mindestluftbedarf
$L_P$	$H$	Primärinduktivität (Zündspule)
$L_S$	$H$	Sekundärinduktivität (Zündspule)
$\lambda$	-	Luftverhältnis
$m$	$\text{kg}$	Masse
$M_d$	$\text{Nm}$	Motordrehmoment
$ME$	$\text{mm}$	Messebene (unterhalb des Zylinderskopfs)
$M_x$	$N$	Moment um die x-Achse des Zylinders
$M_y$	$N$	Moment um die y-Achse des Zylinders
$M_z$	$N$	Moment um die z-Achse des Zylinders
$n$	$\text{min}^{-1}$	Motordrehzahl
$\eta_{eff}$	%	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_{HD}$	%	Hochdruckwirkungsgrad
$\eta_{LW}$	%	Ladungswechselwirkungsgrad



Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\eta_M$	%	<i>Mechanischer Wirkungsgrad</i>
$\eta_{th}$	%	<i>theoretischer Wirkungsgrad (Gleichraumprozess)</i>
$NO_x$	g/h	<i>Stickoxidemission</i>
$\rho_B$	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte des Brennstoffs</i>
$\rho_G$	kg/m <sup>3</sup>	<i>Gemischdichte</i>
$\rho_L$	kg/m <sup>3</sup>	<i>Luftdichte</i>
$\rho_N$	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte unter Normbedingungen</i>
$\rho_G$	kg/m <sup>3</sup>	<i>Dichte unter Normbedingungen</i>
$p$	bar	<i>Druck</i>
$P_{eff}$	kW	<i>effektive Leistung</i>
$p_{me}$	bar	<i>effektiver Mitteldruck</i>
$p_{mi}$	bar	<i>indizierter Mitteldruck</i>
$p_{miLW}$	bar	<i>indizierter Mitteldruck des Ladungswechsels</i>
$Q_W$	J	<i>Wandwärme</i>
$R_S$	k $\Omega$	<i>Sekundärwiderstand (Zündspule)</i>
$R_Z$	mm	<i>Zylinderradius</i>
$\sigma_{pmi}$	bar	<i>Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks</i>
$TZ$	-	<i>Tumblezahl</i>
$U_0$	V	<i>Versorgungsspannung (Zündspule)</i>
$U_Z$	V	<i>Zündspannung</i>
$V$	m <sup>3</sup>	<i>Volumen</i>
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	<i>Volumenstrom</i>
VAK	-	<i>Variationskoeffizient</i>
$W$	mWs	<i>Zündenergie</i>
$W_B$	J	<i>Arbeitsinhalt des Brennstoffs</i>
$W_{eff}$	J	<i>an der Kupplung verfügbare effektive Arbeit</i>
$W_i$	J	<i>indizierte Arbeit</i>
$z$	-	<i>Realgasfaktor</i>
ZZP	°KW	<i>Zündzeitpunkt vor dem Zündungs-OT</i>

## 12. Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
<i>ACEA</i>	<i>European Automobile Manufacturers Association</i>
<i>AGR</i>	<i>Abgasrückführung</i>
<i>ANW</i>	<i>Auslassnockenwelle</i>
<i>BIMschV</i>	<i>Bundesimmissionsschutzverordnung</i>
<i>BMW</i>	<i>Bayerische Motorenwerke</i>
<i>CAI</i>	<i>Controlled Auto Ignition (Selbstzündungsverfahren für Ottomotoren)</i>
<i>CAN</i>	<i>Controller Area Network (Fahrzeugsbussystem)</i>
<i>CCD</i>	<i>hochauflösende Videokamera</i>
<i>CFD</i>	<i>Continuously Fluid Dynamics</i>
<i>C/H</i>	<i>Kohlenstoff zu Wassertoff Verhältnis</i>
<i>C<sub>n</sub>H<sub>m</sub></i>	<i>Kohlenwasserstoffe</i>
<i>CH<sub>4</sub></i>	<i>Methan</i>
<i>CNG</i>	<i>Compressed Natural Gas (Erdgas)</i>
<i>CO</i>	<i>Kohlenmonoxid</i>
<i>CO<sub>2</sub></i>	<i>Kohlendioxid</i>
<i>cpsi</i>	<i>cells per square inch (Angabe der Zelldichte von Abgaskatalysatoren)</i>
<i>DE</i>	<i>Direkteinspritzung</i>
<i>DI</i>	<i>Direct Injection</i>
<i>DIN</i>	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
<i>DVGW</i>	<i>Deutsche Gesellschaft für das Gas- und Wasserfach e.V.</i>
<i>DGV</i>	<i>Doppler Global Velocimetry</i>
<i>ECE R110</i>	<i>Europäische Zulassungsvorschrift für Erdgasfahrzeuge</i>
<i>ECU</i>	<i>Electronic Control Unit (Motorsteuerung)</i>
<i>EGAS</i>	<i>Elektronische Drossleinheit</i>
<i>EN</i>	<i>Europäische Norm</i>
<i>ENW</i>	<i>Einlassnockenwelle</i>
<i>EU</i>	<i>Europäische Union</i>
<i>EURO IV, V, VI</i>	<i>Europäische Abgasgesetzgebung Stufe 4,5,6</i>
<i>EOBD</i>	<i>Elektronische Onboard Diagnose</i>

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
<i>EWS</i>	<i>Elektronische Wegfahrsperre</i>
<i>ggü</i>	<i>gegenüber</i>
<i>GUS</i>	<i>Gemeinschaft unabhängiger Staaten</i>
<i>H<sub>2</sub></i>	<i>Wasserstoff</i>
<i>H<sub>2</sub>O</i>	<i>Wasser</i>
<i>H-Gas</i>	<i>High Gas (Erdgas mit hohen Methananteil)</i>
<i>IAV</i>	<i>Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH</i>
<i>ISO</i>	<i>Internationale Norm</i>
<i>KBA</i>	<i>Kraftfahrtbundesamt</i>
<i>L-Gas</i>	<i>Low Gas (Erdgas mit niedrigen Methananteil)</i>
<i>LPG</i>	<i>Liquid Petrofied Gas (Flüssiggas)</i>
<i>LS</i>	<i>Lichtschnitterzeuger</i>
<i>LW-OT</i>	<i>Oberer Totpunkt des Ladungswechsels</i>
<i>MOZ</i>	<i>Motoroktanzahl</i>
<i>MPI</i>	<i>Multipoint Injection</i>
<i>MZ</i>	<i>Methanzahl</i>
<i>NEFZ</i>	<i>Neuer Europäischer Fahrzyklus</i>
<i>N<sub>2</sub></i>	<i>Stickstoff</i>
<i>NW</i>	<i>Nockenwelle</i>
<i>OPEC</i>	<i>Gesellschaft erdölexportierender Länder</i>
<i>O<sub>2</sub></i>	<i>Sauerstoff</i>
<i>OT</i>	<i>Oberer Totpunkt</i>
<i>Pd</i>	<i>Palladium</i>
<i>PEMFC</i>	<i>Polymer-Elektrolyt-Membran-Brennstoffzellen</i>
<i>Pt</i>	<i>Platin</i>
<i>Rh</i>	<i>Rhodium</i>
<i>ROZ</i>	<i>Research Oktanzahl</i>
<i>ROZ 95</i>	<i>Superbenzin nach EN 228</i>
<i>RFG</i>	<i>Reformergas</i>
<i>SKE</i>	<i>Steinkohleeinheiten</i>

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
<i>SOFC</i>	<i>Solid Oxid Fuel Cell</i>
<i>SWP</i>	<i>Schwerpunktlage der Energieumsetzung</i>
<i>VA</i>	<i>Ventilabschaltung</i>
<i>ZOT</i>	<i>Oberer Totpunkt Zündung</i>
<i>Zyl.</i>	<i>Zylinder des Motor</i>
<i>ZZP</i>	<i>Zündzeitpunkt</i>